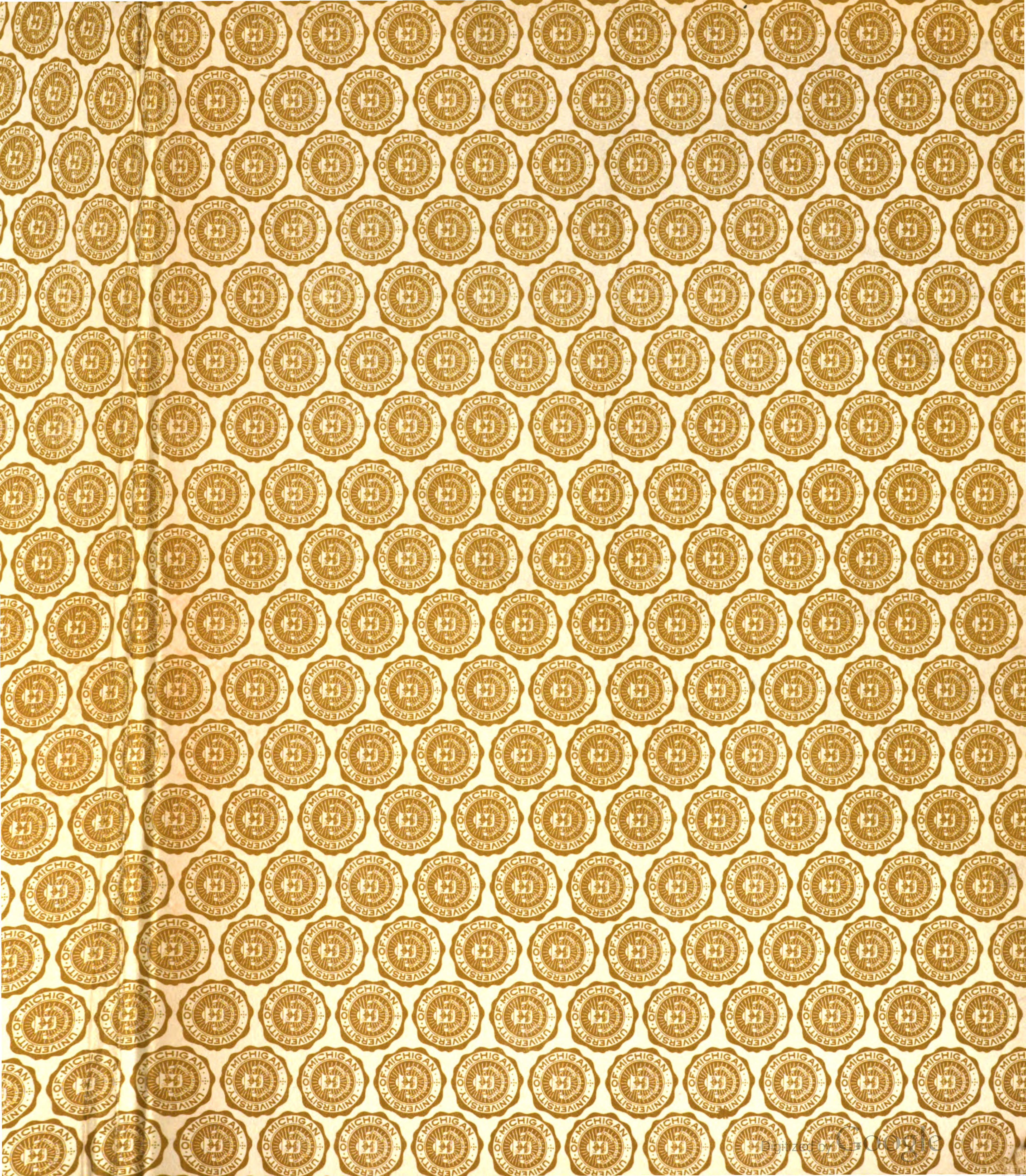

1837
ARTES
VERITAS
SCIENTIA
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
TUEBOR
CIRCUMSPICE
COLLEGE
OF
ENGINEERING
Digitized by Google



# ORGAN
# FÜR DIE FORTSCHRITTE
# DES EISENBAHNWESENS

Begründet von

**Edmund Heusinger von Waldegg**

## TECHNISCHES FACHBLATT DES VEREINS DEUTSCHER EISENBAHNVERWALTUNGEN

Herausgegeben im Auftrag des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

vom Schriftleiter

**Dr. Ing. H. Uebelacker**
Reichsbahnoberrat

unter Mitwirkung von

**Dr. Ing. A. E. Bloss**
Reichsbahnoberrat

als stellvertretendem Schriftleiter und für den bautechnischen Teil

DREIUNDACHTZIGSTER JAHRGANG

NEUE FOLGE. FÜNFUNDSECHZIGSTER BAND

**1928**

MIT 30 TAFELN UND 592 TEXTABBILDUNGEN

MÜNCHEN
C. W. KREIDEL'S VERLAG
1928



# I. Sachverzeichnis.

Es bedeutet: A = Aufsatz, B = Bericht, Z = Zuschrift. * = Abbildungen im Text.

# II. Buchbesprechungen.



# III. Namenverzeichnis.

Die Aufsätze sind mit A., die Zuschriften mit Z., die Buchbesprechungen mit Bb. bezeichnet. * = Abbildungen im Text.





# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss**, Dresden

**83. Jahrgang** | **1. Januar 1928** | **Heft 1**

## Zur Nachricht.

**Mit Beginn des neuen Jahres erscheint das „Organ" am 1. und 15. jedes Monats.**

## Über die Verteilung der Masse der Treibstange auf den Kreuzkopf und Kurbelzapfen.

Von **Emmerich v. Kisfaludy**, Oberingenieur der königl. ung. Staatsbahnen.

Es ist bei dem Kurbelgetriebe gebräuchlich, die Masse der Treibstange zur Berechnung der Massenwirkungen auf den Kreuzkopf und Kurbelzapfen zu verteilen. Man vermeidet dabei gewöhnlich verwickelte Rechnungen und zeichnerische Verfahren und wendet aus der Erfahrung stammende, nicht immer zu genügender Genauigkeit führende Verhältniszahlen für die Verteilung an.

In der Technik des Lokomotivbaues hat die genaue Kenntnis der auf die Treibstange wirkenden Massenkräfte besonderes Interesse und zwar deshalb, weil die Gegengewichte nicht nur auf den Treibradsatz, sondern auch auf die übrigen gekuppelten Radsätze verteilt werden und in bezug auf die Verteilung die Vorschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen in den Technischen Vereinbarungen § 102 maßgebend ist. Danach dürfen die Gegengewichte Raddruckschwankungen von höchstens 15 % in positivem oder negativem Sinn gegenüber dem Stillstand herbeiführen.

Es ist besonders bei dem Treibradsatz darauf zu achten, daß diese Vorschrift eingehalten wird, denn wegen der endlichen Länge der Treibstange beeinflussen die Dampfkräfte in sehr hohem Maße den Schienendruck, und zwar bei Vorwärtsgang diesen vergrößernd, bei Rückwärtsgang verkleinernd.

Die vorliegende Abhandlung will zeigen, wie man die Masse der Treibstange möglichst genau auf den Kreuzkopf und Kurbelzapfen verteilen kann. Es wird bewiesen, daß diese Verteilung mathematisch genau n i c h t zu verwirklichen ist, es werden jedoch Zahlentafeln aufgestellt, mittels deren in den einzelnen Kurbelstellungen für die Praxis genügend genau die in der Linie des Kurbelarmes auftretenden im allgemeinen nicht ausgleichbaren Kräfte zu schätzen sind.

Zu dynamischen Berechnungen muß man von einer Treibstange folgende Daten wissen: 1. Die Masse M. 2. Die Länge zwischen den zwei Zapfen l. 3. Die Schwerpunktslage. Diese ist im allgemeinen auf der Linie der Zapfen-Verbindung und ist gekennzeichnet durch die Entfernung von dem Kurbelzapfenmittelpunkt s. 4. Das Trägheitsmoment $\Theta$ für die durch den Schwerpunkt gehende und auf der Bewegungsebene der Treibstange senkrecht stehende Achse.

Für die Beurteilung des gegenüber der vollständig genauen Massenaufteilung begangenen Fehlers ist die Kenntnis $\lambda = \frac{r}{l}$ wichtig (Verhältniszahl zwischen Kurbelarm und Treibstangenlänge).

Bei Steuerungen, bei denen die Bewegung von der Treibstange abgeleitet wird, kann es vorkommen, daß der Schwerpunkt außerhalb der Verbindungslinie Kreuzkopf und Kurbelzapfen liegt. Die unten gegebenen Formeln können ohne weiteres für diesen Fall umgewandelt werden. Doch soll dieser verwickeltere Fall außer Betracht bleiben, weil er praktisch nicht von großer Bedeutung ist.

Die Daten M, s, $\Theta$ sind am bequemsten durch Versuche und zwar: Abwiegen und Pendelversuche zu bestimmen oder aber aus den Zeichnungen auszurechnen.

Im folgenden wird an Stelle der wirklichen eine ideelle aber mit ihr dynamisch vollständig gleichwertige Treibstange betrachtet.

Die Daten dieser ideellen Treibstange sind folgende: Die Daten M, l, s sind die gleichen. Auch das Trägheitsmoment $\Theta$ stimmt überein, nur ist dies bei der ideellen Stange derart gebildet, daß auf den Kurbelzapfen die Masse $m_F$ und auf den Kreuzkopfzapfen die Masse $m_K$ verlegt wird.

Die übrigbleibende Masse

$$M - (m_F + m_K) = M\varphi$$

wird im Schwerpunkt S vereinigt gedacht.

Es muß also sein:

$$m_F s^2 + m_K (l - s)^2 = \Theta,$$

außerdem:

$$m_F s = m_K (l - s),$$

woraus:

$$m_F = \frac{\Theta}{s^2 + s(l - s)} \quad \ldots \ldots \quad 1)$$

und:

$$m_K = \frac{\Theta}{s^2 + s(l - s)} \cdot \frac{s}{l - s} \quad \ldots \ldots \quad 2)$$

endlich:

$$M\varphi = M - \frac{\Theta \cdot l}{[s^2 + s(l - s)](l - s)} \quad \ldots \quad 3)$$

folgt.

Durch diese einfache Annahme ist die Aufgabe schon teilweise gelöst, denn es gelang uns, ohne die dynamischen Eigenschaften zu ändern, die Massen $m_F$ und $m_K$ auf die gewünschten Stellen zu verlegen.

Die weitere Aufgabe besteht i n d e r V e r t e i l u n g d e r M a s s e $M\varphi$ auf die Zapfen.

Durch das in der Mechanik allgemein in Geltung stehende Überlagerungsgesetz können wir die Massenverteilung für $M\varphi$ ganz gesondert behandeln; für die Lösung dieser Aufgabe legen wir eine neue ideelle Stange zugrunde, die wir mit dem Buchstaben A kennzeichnen.

### Betrachtung der Treibstange A.

Diese Stange A besitzt die Daten l, s, $M\varphi$ wie oben und $\Theta = 0$, d. h. die Masse $M\varphi$ ist im Schwerpunkt vereinigt. Es sind nun für diese Stange die Massen-Kräftewirkungen auf den Kurbel- und Kreuzkopfzapfen zu bestimmen. Es ist gewiß, daß bei jeder Lage dieser Stange die wirkende Massenkraft durch den Schwerpunkt geht, weil diese Kraft ja kein Moment in bezug auf den Schwerpunkt haben

kann; um die Stange um ihren Schwerpunkt in Drehung zu setzen bedarf es also keines Drehungsmomentes.

Die Massenkraft wird sich in drei Komponente zerlegen mit folgender Lage:

a) in der Linie des Kurbelarmes,
b) in der Linie durch den Kreuzkopfzapfen senkrecht zur Kreuzkopfführungsbahn,
c) in der Linie der Stangenachse.

Diese drei Linien sind natürlich nur dann die wirklichen, wenn von der Reibung an den Zapfen und der Kreuzkopfführung abgesehen wird, was als zulässig für unsere Zwecke anzusehen ist.

Die unter a, b und c bezeichneten Linien schneiden sich nie in einem Punkte, ausgenommen, wenn die Kurbel in den Totpunkten steht, wo zwei von ihnen zusammenfallen. Also bleibt die Kräftezerlegung immer bestimmt.

Wir wollen bei der Untersuchung der Massenverteilung der Treibstange A verwickeltere Rechnungen umgehen und deshalb für die Erleichterung der mechanischen Betrachtungen eine weitere ideelle Treibstange einführen, die wir mit dem Buchstaben B bezeichnen.

### Betrachtung der Treibstange B.

Die Daten dieser Stange B: l, s, $M_\varphi$ stimmen überein mit den bezüglichen Daten der Stange A. Die Masse $M\varphi$ ist aber auf den Kurbel- und den Kreuzkopfzapfen verteilt gedacht. Nennen wir diese Teilmassen $m'_F$ und $m'_K$, so ist:

$$m'_F + m'_K = M_\varphi,$$
$$m'_K (l - s) = m'_F \,.\, s,$$

da der Schwerpunkt derselbe bleibt und es ist:

$$m'_F = M_\varphi \frac{(l - s)}{l} \quad \ldots \ldots \quad 4)$$

$$m'_K = M_\varphi \frac{s}{l} \quad \ldots \ldots \quad 5)$$

Es ist nun das Trägheitsmoment dieser Stange für den Schwerpunkt:

$$\Theta' = M_\varphi \frac{(l - s)}{l} s^2 + M_\varphi \frac{s}{l} (l - s)^2$$

oder:

$$\Theta' = M_\varphi \frac{(l - s)}{l} [s^2 + s(l - s)] \quad \ldots \quad 6)$$

Bezüglich dieser Treibstange B wissen wir von den Massenkräften, daß sie, was Richtung und Größe anbelangt, vollständig mit den Massenkräften der Treibstange A übereinstimmen.

Die Massenkräfte bei den Treibstangen A und B unterscheiden sich nur dadurch, daß sie bei der Treibstange A immer durch den Schwerpunkt gehen, während bei der Treibstange B ihre Linie außerhalb des Schwerpunktes liegt.

Bei einem Körper werden bei der Verlegung der angreifenden Kräfte Momente erzeugt, die dem Körper um seinen Schwerpunkt Drehbewegungen erteilen. Es kann also die resultierende Kraft, die die Bewegung der Treibstange bestimmt, (die sich aus den Kräften am Kurbel- und am Kreuzkopfzapfen zusammensetzt) im Falle der Treibstange B, bei der $\Theta' \neq 0$, nicht durch den Schwerpunkt gehen.

Wir gehen nun zur Bestimmung der auf die Treibstangen A und B wirkenden Kräfte über, und zwar vorerst auf jene, welche vom Kurbelzapfen aus wirken.

### Kräfte, die am Kurbelzapfen auf die Stange A und B wirken. Auf den Kurbelzapfen entfallende Masse der Stange A.

Es bedarf keines näheren Beweises, daß bei der Stange B in der Linie des Kurbelarmes bei jeder Kurbelstellung die gleiche Kraft auftritt, wenn man die Kraft in der Richtung der Stangenachse nicht in Betracht zieht.

Es ist diese vorerwähnte Kraft:

$$P' = M_\varphi \frac{(l - s)}{l} \omega^2 r \quad \ldots \ldots \quad 7)$$

wo:

$\omega$ = die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel,
r = die Länge des Kurbelarmes ist.

Damit kann man das Moment ausrechnen, welches die auf die Stange B wirkende resultierende Kraft (das ist die resultierende Massenkraft im negativen Sinne) auf den Kreuzkopfzapfen-Mittelpunkt ausübt (s. Abb. 1).

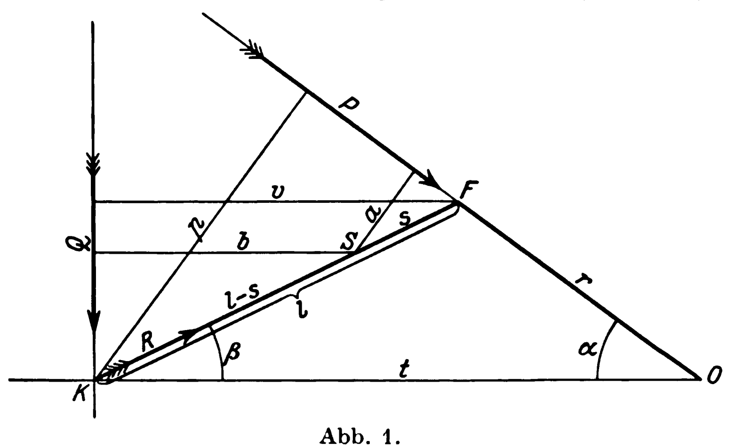



Abb. 1.

Mit den Bezeichnungen in dieser Abb. 1 ist die Länge:

$$t = l \cos\beta + r \cos\alpha$$

$$p = t \sin\alpha = l \cos\alpha \,.\, \sin\alpha + \frac{r \,.\, \sin 2\alpha}{2}.$$

Es ist also das Moment auf den Kreuzkopfzapfenmittelpunkt:

$$N'_K = P'p = M_\varphi \frac{(l - s)}{l} \omega^2 r \left(l \cos\beta \sin\alpha + \frac{r \sin 2\alpha}{2}\right) \quad . \ . \quad 8)$$

Nun bilden wir das Moment, welches von der resultierenden Kraft auf S, den Stangenschwerpunkt, ausgeübt wird. Dieses Moment wird gebildet aus der Summe der Momente der Kräfte P' und Q', welch letztere die Kraft ist, die von der Kreuzkopfführung auf die Stange ausgeübt wird.

Aus der Abb. 1 ist zu entnehmen:

$$a = s \,.\sin(\alpha + \beta) \quad \ldots \ldots \quad 9)$$
$$b = (l - s) \cos\beta. \quad \ldots \ldots \quad 10)$$

Also ist das gesuchte Moment:

$$N'\varphi = P' \,.\, a + Q' \cdot b \quad \ldots \ldots \quad 11)$$

wenn die Momente im Uhrzeigersinne positiv gerechnet werden. Der Ausdruck für die Kraft Q' wird durch folgende Erwägungen gefunden:

Die Treibstange B besitzt am Kreuzkopf die Masse $M\varphi \frac{s}{l}$ laut Gleichung 5) und die Kreuzkopfbeschleunigung ist genau:

$$\gamma = r\omega^2 \left(\cos\alpha + \lambda \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right) \quad . \ . \quad 12)^*)$$

Demnach ist der Ausdruck der Kraft Q':

$$Q' = -M\varphi \frac{s}{l} \,.\, \gamma \,.\, \operatorname{tg}\beta \quad \text{oder:}$$

$$Q' = -M_\varphi \frac{s}{l} r\omega^2 \left(\cos\alpha + \lambda \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^2}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right) \operatorname{tg}\beta \quad . \ . \quad 13)$$

*) Gewöhnlich wird der Näherungswert $\gamma = r\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$ verwendet. Der in Gl. 12) dargestellte mathematisch genaue Wert ergibt sich leicht durch wiederholtes Differentiieren des aus der Abb. 1 ablesbaren Ausdrucks für den Abstand x des Kreuzkopfzapfens vom linken Totpunkt $x = l(1 - \cos\beta) + r(1 - \cos\alpha)$.

wenn wir übereinkommen, daß $Q'$ positiv gezählt werde, wenn es aufwärts zeigt.

Der Ausdruck von $N'\varphi$ nach der Gleichung 11) erhält hiernach die folgende Form:

$$N'\varphi = M_\varphi \frac{l-s}{l \cdot s} \times$$

$$\times \omega^2 r \left[\sin(\alpha+\beta) - \left(\cos\alpha + \lambda \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right) \lambda \sin\alpha\right] \quad . . \; 14)$$

wenn man beachtet daß:

$$\sin\beta = \lambda \sin\alpha.$$

Nach den obigen Ableitungen ist also $N'_K$ und $N'\varphi$ bekannt.

Nun gehen wir zur Treibstange A über. Wir wissen nach dem oben Gesagten, daß bei dieser die Resultierende der auf sie wirkenden Kräfte in jeder Kurbelstellung nach Größe und Richtung übereinstimmt mit jener bei der Stange B, nur ist ihr Angriffspunkt immer im Schwerpunkt.

Was wird nun der Ausdruck des Momentes der Kräfteresultante auf den Kreuzkopfzapfen, $N_K$, bei der Treibstange A sein?

Wenn das Moment einer Kraft, bezüglich zweier Punkte bekannt ist, und wenn wir diese Kraft parallel nach einem der zwei Punkte verschieben, so ist das Moment in dieser neuen Lage der Kraft bezüglich des anderen Punktes gleich der Differenz der zwei Momente. Also ist zu schreiben:

$$N_K = N'_K - N'\varphi. \quad . . . . . \; 15)$$

Wenn $N_K$ bekannt, so sind die Kräfte P, welche bei der Treibstange A in der Linie des Kurbelarmes wirken, auch bekannt.

Und zwar ist:

$$P = \frac{N_K}{p} = \frac{N'_K - N'\varphi}{p} \quad . . . . . \; 16)$$

Die Werte einsetzend erhält man:

$$P = \frac{M_\varphi \frac{l-s}{l} \omega^2 r \left(l \cos\beta \sin\alpha + \frac{r \sin 2\alpha}{2}\right) - M_\varphi \frac{(l-s)}{l} . s . \omega^2 r \left[\sin(\alpha+\beta) - \left(\cos\alpha + \lambda \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right) \lambda \sin\alpha\right]}{l \left(\cos\beta \sin\alpha + \lambda \frac{\sin 2\alpha}{2}\right)}$$

oder:

$$P = M_\varphi \frac{(l-s)}{l} \omega^2 r - M_\varphi \frac{(l-s) s}{l^2} \omega^2 r + M_\varphi \frac{(l-s) \cdot s}{l^2} \omega^2 r \frac{\left(\lambda \cos\alpha + \lambda^2 \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^4}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)}{\cos\beta + \lambda \cos\alpha} \quad . . . . \; 17)$$

da: $\sin(\alpha+\beta) = \sin\alpha . \cos\beta + \lambda \frac{\sin 2\alpha}{2}$.

Es ist nun ersichtlich, daß zum Kurbelzapfen bei der Treibstange A außer der Masse

$$M_\varphi \left(\frac{l-s}{l} - \frac{(l-s) s}{l^2}\right) = M_\varphi \frac{(l-s)^2}{l^2} \quad . . . \; 18)$$

noch eine mit der Kurbelstellung veränderliche Masse, nämlich:

$$M_\varphi \frac{(l-s) s}{l^2} \left[\frac{\lambda \cos\alpha + \lambda^2 \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^4}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}}{\cos\beta + \lambda \cos\alpha}\right]$$

zu setzen ist. Diese läßt sich noch schreiben:

$$M_\varphi \frac{(l-s) s}{l^2} \left[\frac{\lambda \cos\alpha \cos\beta + \lambda^2 \cos 2\alpha + \frac{\lambda^4}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^2\beta}}{\cos^2\beta + \lambda \cos\alpha \cos\beta}\right] \quad . . \; 19)$$

Zur Beurteilung dieser mit der Kurbelstellung veränderlichen Masse wurde in der Zahlentafel 1 auf Seite 4 der Ausdruck

$$\frac{\lambda \cos\alpha \cos\beta + \lambda^2 \cos 2\alpha + \frac{\lambda^4}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^2\beta}}{\cos^2\beta + \lambda \cos\alpha \cos\beta} = \mu \quad . . \; 20)$$

ausgerechnet. Aus dieser Zahlentafel für $\lambda = 4$ bis 10 sieht man, daß $\mu$ positive und negative Werte annimmt, daher ist die Kraftwirkung der veränderlichen Masse im allgemeinen nicht ohne weiteres ausgleichbar.

Mit vorstehendem haben wir unsere Aufgabe für den Kurbelzapfen erledigt.

**Kräfte, die am Kreuzkopfzapfen auf die Stange A und B wirken; auf den Kreuzkopfzapfen entfallende Masse bei der Treibstange A.**

Wir wollen nun das Moment berechnen, welches die Resultierende der auf die Treibstange B wirkenden Kräfte auf den Kurbelzapfen F ausübt.

Aus der Abb. 1 ist ersichtlich:

$$v = l \cos\beta.$$

Die Kraft $Q'$, welche senkrecht zur Kreuzkopfführung wirkt, ist aus Gleichung 13) bekannt. Das gesuchte Moment auf F ist also:

$$N'_F = Q'v.$$

Nun läßt sich $N_F$, das Moment bei der Stange A, berechnen, da wir das Moment der Kräfte auf den Schwerpunkt S bei der Treibstange B aus der Gleichung 11) schon kennen:

$$N'\varphi = P' . a + Q' . b.$$

Es ist ähnlich wie oben,

$$N_F = N'_F - N'\varphi = - P' . a + Q'(v - b). \quad . \; 21)$$

aus der Abb. 1: $v - b = s \cos\beta$.

Mit den Gleichungen 7) und 13) und für

$$a = s . \sin(\alpha+\beta)$$

erhält man:

$$N_F = - M_\varphi \frac{l-s}{l} \omega^2 r s . \sin(\alpha+\beta) -$$

$$- M_\varphi \frac{s^2}{l} r \omega^2 \left(\cos\alpha + \lambda \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right) \lambda \sin\alpha.$$

Es ist also Q, die auf die Kreuzkopfführung senkrechte Kraft bei Stange A:

$$Q = \frac{N_F}{v} = \frac{-\omega^2 r \left[M_\varphi \frac{(l-s) s}{l} \sin(\alpha+\beta) + M_\varphi \frac{s^2}{l} \left(\cos\alpha + \lambda \frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4} \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right) \lambda \sin\alpha\right]}{l \cos\beta} \quad . . . . \; 22)$$

Es ist nun aus der Kraft Q auf jene Kraft zu schließen, welche parallel zur Kreuzkopfführung auftritt.

Man könnte diese Kraft sehr leicht bei der Stange B ermitteln, aber bei der Stange A ist die Aufgabe viel schwieriger.

Es muß dabei zunächst eine Eigenschaft der auf die Stange B wirkenden Kräfte gezeigt werden. Die Abb. 1 betrachtend, erinnern wir uns, daß bei der Stange B eine gewisse Masse im Punkte K vereinigt wurde; und zwar war

diese Masse $M\varphi\frac{s}{l}$. Man kennt die Beschleunigung dieser Masse in der Richtung der Kreuzkopfführung, also auch die auf sie in dieser Richtung wirkende Beschleunigungskraft. Nennen wir die in der Linie FK (das ist Kreuzkopf- und Kurbelzapfen-Verbindungslinie) liegende Kraft R′, so ist

$$M\varphi\frac{s}{l}\cdot\gamma = Q' \mathbin{+\!\!\succ} R'$$

wobei Q′ und R geometrisch zu addieren sind.

Die Resultierende von Q′ und R′ geht durch den Punkt O, den Kurbelmittelpunkt. Nun geht die dritte Komponente P′ auch durch den Punkt O. Es muß also das Moment $N'_0$ der auf die Stange B wirkenden Kräfte bezüglich Punkt O = 0 sein: $N'_0 = 0$.

Nun macht es keine Schwierigkeit, das Moment der auf die Stange A wirkenden Kräfte bezüglich Punkt O, das ist $N_0$, zu bestimmen.

Es ist: $N_0 = N'_0 - N'\varphi = -N'\varphi$ denn die auf die Stange B wirkenden Kräfte sind dieselben wie die der Stange A, nur sind bei letzterer diese Kräfte nach dem Schwerpunkt S verschoben.

**Zahlentafel 1.**

| Kurbelwinkel $\alpha^0$ | Werte von $\mu$ für verschiedene Werte $\lambda$ = Kurbellänge : Treibstangenlänge | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $\lambda=\frac{1}{4}$ | $\lambda=\frac{1}{5}$ | $\lambda=\frac{1}{6}$ | $\lambda=\frac{1}{7}$ | $\lambda=\frac{1}{8}$ | $\lambda=\frac{1}{9}$ | $\lambda=\frac{1}{10}$ |
| 0° | 0,2500 | 0,2000 | 0,1667 | 0,1429 | 0,1250 | 0,1111 | 0,1000 |
| 15° | 0,2389 | 0,1910 | 0,1595 | 0.1367 | 0,1198 | 0,1065 | 0,0960 |
| 30° | 0,2058 | 0,1657 | 0,1386 | 0,1195 | 0,1049 | 0,0936 | 0,0845 |
| 45° | 0,1530 | 0,1252 | 0,1062 | 0,0922 | 0,0815 | 0,0731 | 0,0661 |
| 60° | 0,0851 | 0,0736 | 0,0647 | 0,0576 | 0,0517 | 0,0469 | 0,0429 |
| 75° | 0,0088 | 0,0160 | 0,0182 | 0,0186 | 0,0183 | 0,0176 | 0,0168 |
| 90° | — 0,0666 | — 0,0417 | — 0,0286 | — 0,0209 | — 0,0159 | — 0,0125 | — 0,0101 |
| 105° | — 0,1326 | — 0,0936 | — 0,0714 | — 0,0586 | — 0,0479 | — 0,0409 | — 0,0357 |
| 120° | — 0,1835 | — 0,1355 | — 0,1072 | — 0,0886 | — 0,0754 | — 0,0656 | — 0,0581 |
| 135° | — 0,2176 | — 0,1678 | — 0,1344 | — 0,1127 | — 0,0972 | — 0,0856 | — 0,0762 |
| 150° | — 0,2376 | — 0,1858 | — 0,1527 | — 0,1298 | — 0,1128 | — 0,0998 | — 0,0894 |
| 165° | — 0,2476 | — 0,1962 | — 0,1630 | — 0,1395 | — 0,1220 | — 0,1082 | — 0,0973 |
| 180° | — 0,2500 | — 0,2000 | — 0,1667 | — 0,1429 | — 0,1250 | — 0,1111 | — 0,1000 |

Die Zahlen $\mu$ sind mit $\omega^2 r\left[M - \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)}\frac{l}{l-s}\right]\frac{(l-s)s}{l^2}$ zu multiplizieren um die veränderlichen, im allgemeinen nicht ausgleichbaren Kräftewirkungen in der Linie des Kurbelarmes zu erhalten. Die positiven Kräfte zeigen gegen den Kurbelmittelpunkt.

Den Wert von $N'\varphi$ kennen wir schon aus der Gleichung 14. Man kann also schreiben:

$$N_0 = -M\varphi\frac{l-s}{l}s\,\omega^2 r\left[\sin(\alpha+\beta) - \left(\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)\lambda\sin\alpha\right] \quad \ldots\ldots \quad 23)$$

Damit ist man imstande die Kraft R, welche bei der Stange A in der Verbindungslinie des Kurbel- und Kreuzkopfzapfens wirkt, zu bestimmen.

Wir schreiben das Moment der wirkenden Kräfte bezüglich des Punktes O, an. Nach Abb. 1 ist:

$$N_0 = Q\,.\,t + R\,.\,t\,.\sin\beta \quad \ldots\ldots \quad 24)$$

wo:

$$t = l(\cos\beta + \lambda\cos\alpha)$$
$$\sin\beta = \lambda\sin\alpha.$$

Mit diesen Gleichungen wird

$$R = \frac{N_0}{l(\cos\beta + \lambda\cos\alpha)\lambda\sin\alpha} - \frac{Q}{\lambda\sin\alpha}.$$

Setzt man die Werte von $N_0$ und Q [Gleichungen 23) und 22)] ein, so erhält man:

$$R = \frac{-\omega^2 r M\varphi\frac{l-s}{l}s\left[\sin(\alpha+\beta) - \left(\cos\alpha + \frac{\lambda\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)\lambda\sin\alpha\right]}{l(\cos\beta\,.\sin\alpha + \lambda\sin\alpha\cos\alpha)\lambda} +$$
$$+ \frac{\omega^2 r\left[M\varphi\frac{(l-s)}{l^2}s\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} + M\varphi\frac{s^2}{l^2}\left(\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)\frac{\lambda\sin\alpha}{\cos\beta}\right]}{\lambda\sin\alpha}.$$

was sich umformen läßt zu:

$$R = -\omega^2 r M\varphi\frac{(l-s)s}{l^2}\cdot\frac{1}{\lambda} + \omega^2 r M\varphi\frac{(l-s)s}{l^2}\cdot\frac{\left(\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)}{\cos\beta + \lambda\cos\alpha} +$$
$$+ \omega^2 r M\varphi\frac{(l-s)s}{l^2}\cdot\frac{1}{\cos\beta}\left(\frac{\cos\beta}{\lambda} + \cos\alpha\right) + \omega^2 r M\varphi\frac{s^2}{l^2}\left(\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)\frac{1}{\cos\beta}$$

oder:

$$R = \omega^2 r M\varphi\frac{(l-s)s}{l^2}\cdot\frac{\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}}{\cos\beta + \lambda\cos\alpha} + \omega^2 r M\varphi\frac{(l-s)s}{l^2}\cdot\frac{\cos\alpha}{\cos\beta} +$$
$$+ \omega^2 r M\varphi\frac{s^2}{l^2}\left(\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)\frac{1}{\cos\beta}.$$

Da, wenn man die Gleichung 20) in Betracht zieht:

$$\frac{\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}}{\cos\beta + \lambda\cos\alpha} = \frac{\frac{1}{\lambda}\left(\lambda\cos\alpha\cos\beta + \lambda^2\cos 2\alpha + \frac{\lambda^4}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^2\beta}\right)}{\cos^2\beta + \lambda\cos\alpha\,.\cos\beta} = \frac{\mu}{\lambda}$$

ist, so läßt sich unter Zusammenziehung der zwei ersten Glieder schreiben:

$$R = \omega^2 r M\varphi\frac{(l-s)s}{l^2}\left(\frac{\mu}{\lambda} + \frac{\cos\alpha}{\cos\beta}\right) + \omega^2 r M\varphi\frac{s^2}{l^2}\frac{\left(\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)}{\cos\beta}.$$

Die auf den Kreuzkopfzapfen entfallende Masse steht mit $R \cos \beta$ in Beziehung, nämlich

$$R \cos \beta = \omega^2 r M_\varphi \frac{(l-s)s}{l^2}\left(\frac{\mu}{\lambda}\cos\beta + \cos\alpha\right) + \omega^2 r M_\varphi \frac{s^2}{l^2}\left(\cos\alpha + \frac{\lambda \cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 25)$$

Man bemerkt, daß die Kraft R tatsächlich nicht am Kreuzkopfzapfen angreift, im Gegenteil ist die dort in der Linie FK angreifende Kraft = 0, da bei K keine Masse ist, also die dortige Kraft = 0 sein muß. Es kann jedoch für unsere Zwecke angenommen werden, daß R bei K angreift, ohne das dynamische Verhalten der Treibstange zu ändern.

Aus vorstehendem ergibt sich, daß bei der Treibstange am Kreuzkopf außer der konstanten Masse: $M_\varphi \frac{s^2}{l^2}$ auch die mit der Kurbelstellung veränderliche Masse und zwar:

$$M_\varphi \frac{(l-s)s}{l^2} \frac{\frac{\mu}{\lambda}\cos\beta + \cos\alpha}{\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}} \quad . \; . \; 26)$$

angreifend zu denken ist. Den Koeffizienten hierfür nennen wir $\nu$, es ist also:

$$\nu = \frac{\frac{\mu}{\lambda}\cos\beta + \cos\alpha}{\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}} \quad . \quad . \quad 27)$$

Bei der Untersuchung der Formel für $\nu$ sieht man, daß bei $\gamma = 0$, $\nu = \infty$ wird, da hier $\mu = 0$. Insbesondere hat hier $\nu$ doppelten Wert, nämlich $+\infty$ und $-\infty$ je nach der Richtung, aus der in den Wert $\gamma = 0$ eingetreten wird.

Die aus Gleichung 26) sich ergebenden am Kreuzkopfzapfen veränderlichen Massen könnten die Größen der Massen, die dem Kurbelzapfen zugewiesen wurden, beeinflussen. Deshalb und weil diese veränderlichen Massen eine bestimmte Art der hin- und hergehenden Massen bilden, werden wir die durch sie verursachten Kräfte in der Linie des Kurbelarmes untersuchen.

Wir bezeichnen die auf die Stange wirkenden Kräfte am Kurbelzapfen mit T. Es ist also

$$T = M_\varphi \frac{(l-s)s}{l^2} \cdot \nu \cdot \omega^2 r \left(\cos\alpha + \lambda\frac{\cos 2\alpha}{\cos\beta} + \frac{\lambda^3}{4}\frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3\beta}\right)\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$$

Das positive Vorzeichen bringt die Formel in Einklang mit der Annahme, daß die Kräfte in der Linie des Kurbelarmes positiv sind, wenn sie nach dem Kurbelmittelpunkt zeigen.

Den Wert von $\nu$ einsetzend, ergibt sich:

$$T = M_\varphi \frac{(l-s)s}{l^2} r\omega^2 \left(\frac{\mu}{\lambda}\cos\beta + \cos\alpha\right)\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \; . \; . \; . \; 28)$$

In der nachfolgenden Zahlentafel 2 wurden die Werte von

$$\left(\frac{\mu}{\lambda}\cos\beta + \cos\alpha\right)\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$$

bei den verschiedenen Kurbelstellungen für $\lambda = 4 - 10$ ausgerechnet.

Man sieht, daß sie bei einem Radumgang viermal zu null werden und im allgemeinen positive, teilweise aber auch negative Werte annehmen.

Es kann danach festgestellt werden, daß aus der Kräftewirkung T, d. h. aus der Wirkung der auf dem Kreuzkopfzapfen sitzenden Masse im allgemeinen keine zusätzliche Masse am Kurbelzapfen anzunehmen ist.

Wenn aber, wie bei den Lokomotiven, bei der Berechnung des Gegengewichtes auf dem Treibradsatz eine besondere Kräftegrenze einzuhalten ist (z. B. nach dem § 102 der T. V.), dann sind vielleicht noch zusätzliche Massen (positive und negative) zu berücksichtigen.

Die Frage hängt zusammen mit der Wirkung der hin- und hergehenden Massen, mit denen wir aber uns bei dieser Gelegenheit nicht beschäftigen wollen.

Zahlentafel 2.

Die Werte von $\left(\frac{\mu}{\lambda}\cos\beta + \cos\alpha\right)\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$

| Kurbelwinkel | für verschiedene Werte $\lambda$ = Kurbellänge : Treibstangenlänge | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha^0$ | $\lambda = \frac{1}{4}$ | $\lambda = \frac{1}{5}$ | $\lambda = \frac{1}{6}$ | $\lambda = \frac{1}{7}$ | $\lambda = \frac{1}{8}$ | $\lambda = \frac{1}{9}$ | $\lambda = \frac{1}{10}$ |
| 0 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 |
| 15 | 1,8210 | 1,8280 | 1,8350 | 1,8390 | 1,8417 | 1,8447 | 1,8460 |
| 30 | 1,3503 | 1,3779 | 1,3960 | 1,4118 | 1,4210 | 1,4308 | 1,4365 |
| 45 | 0,7600 | 0,8040 | 0,8350 | 8,5670 | 0,8746 | 0,8880 | 0,8978 |
| 60 | 0,2561 | 0,2997 | 0,3303 | 0,3529 | 0,3695 | 0,3830 | 0,3937 |
| 75 | 0,0053 | 0,0230 | 0,0372 | 0,0443 | 0,0571 | 0,0644 | 0,0703 |
| 90 | 0,0666 | 0,0417 | 0,0286 | 0,0208 | 0,0159 | 0,0125 | 0,0108 |
| 105 | 0,3863 | 0,3225 | 0,2839 | 0,2618 | 0,2407 | 0,2269 | 0,2163 |
| 120 | 0,8420 | 0,7620 | 0,7120 | 0,6790 | 0,6524 | 0,6343 | 0,6205 |
| 135 | 1,2940 | 1,2425 | 1,1911 | 1,1615 | 1,1400 | 1,1250 | 1,1104 |
| 150 | 1,6800 | 1,6390 | 1,6148 | 1,5965 | 1,5850 | 1,5750 | 1,5660 |
| 165 | 1,9200 | 1,9050 | 1,8990 | 1,8948 | 1,8910 | 1,8870 | 1,8850 |
| 180 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 |

Die Zahlen sind mit $\omega^2 r \left[M - \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \frac{l}{l-s}\right] \frac{(l-s)s}{l^2}$ zu multiplizieren.

Die so erhaltenen, am Kurbelzapfen auf die Stange wirkenden Kräfte liegen in der Linie des Kurbelarmes und stammen von den veränderlichen, ideellen Massen im Kreuzkopfzapfen. Sie zeigen im allgemeinen gegen den Kurbelmittelpunkt. Zwischen 75° und 90° sind jedoch auch negative Kräfte vorhanden.

## Zusammenfassung.

Bei einer durch die Daten M, s, l, $\Theta$ gekennzeichneten Treibstange läßt sich die Masse M folgendermaßen auf den Kurbel- und Kreuzkopfzapfen aufteilen:

1. auf den Kurbelzapfen entfällt:

a) die konstante Masse:

$$M_F = \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} + \left[M - \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{l}{l-s}\right]\frac{(l-s)^2}{l^2}$$

oder:

$$M_F = M\frac{(l-s)^2}{l^2} + \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{s}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 29)$$

b) die mit der Kurbelstellung veränderliche Masse:

$$M^v{}_F = \left[M - \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{l}{(l-s)}\right]\frac{(l-s)s}{l^2} \cdot \mu \; . \; . \; . \; . \; . \; 30)$$

2. auf den Kreuzkopfzapfen entfällt:

a) die konstante Masse:

$$M_K = \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{s}{(l-s)} + \left[M - \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{l}{(l-s)}\right]\frac{s^2}{l^2}$$

oder:

$$M_K = M\frac{s^2}{l^2} + \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{s}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 31)$$

b) die mit der Kurbelstellung veränderliche Masse:

$$M^v{}_K = \left[M - \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \frac{l}{l-s}\right]\frac{(l-s)s}{l^2} \cdot \nu \; . \; . \; . \; 32)$$

Die unter 1 b und 2 b angeführten veränderlichen Massen kann man nicht ohne weiteres ausgleichen.

Wir bemerken, daß, während die unter 1 a und 2 a aufgeführten konstanten Massen als reelle Massen zu betrachten sind, die variablen Massen $M^v{}_F$ und $M^v{}_K$ nur als ideelle Massen betrachtet werden können. Man denke nur daran, daß $\nu$, also die Masse $M^v{}_K$ in einer Kurbelstellung den Wert $\infty$ annimmt.

Diese Massenwerte haben also nur die Bedeutung, daß sie, mit den momentanen Beschleunigungen multipliziert, die Kräftewirkungen geben. Man könnte sagen, daß die angegebene Methode der Massenverteilung auf eine Art komplexer Massenteile führt.

Zwischen den angegebenen Massen besteht der folgende Zusammenhang:

$$M = M_F + M_K + 2\,M^v$$

wo $M^v$ die veränderliche ideelle Masse bei $\mu = +1$ oder $\nu = +1$ bedeutet.

**Beispiele.**

Als Beispiel führen wir drei Treibstangen der 2 D-Heißdampf-Schnellzuglokomotive Serie 424, der 2 C-Heißdampf-Schnellzuglokomotive Serie 327 und der leichten 1 B1-Heißdampflokomotive Serie 22 der königl. ungar. Staatseisenbahnen vor, welche von den königl. ungar. Eisen-, Stahl- und Maschinenfabriken in Budapest ausgeführt wurden. Die Treibstangen sind in Abb. 2 dargestellt.

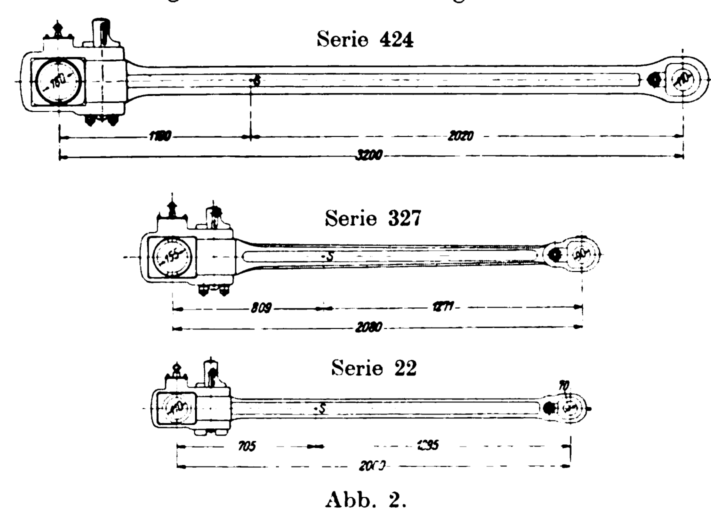



Abb. 2.

Wir wollen diese Treibstangen einzeln behandeln um zu zeigen, welche Unterschiede der Werte sich bei der beschriebenen genauen Methode und dem üblichen Verfahren ergeben. Das übliche Verfahren besteht darin, daß man 60 % der Treibstangenmasse auf den Kurbelzapfen und 40 % auf den Kreuzkopfzapfen verteilt. Bei dem Vergleich der Ergebnisse betonen wir, daß das übliche Verfahren den praktischen Zweck hat, die leichte Bestimmung der Gegengewichte zu ermöglichen, während das beschriebene Verfahren nur zeigen will, daß bei Lokomotiven eine ins einzelne gehende Behandlung nötig ist, wenn man den § 102 der T. V. genau berücksichtigen will. Es könnte andernfalls vorkommen, daß die im Gegengewicht tatsächlich untergebrachte Masse infolge der ungenaueren Annahme der am Kurbelzapfen auftretenden von der Treibstange herrührenden Drehmasse die zugelassene Grenze überschreitet.

Wir betrachten den Winkel $\alpha = 80^0$ oder $280^0$ bei welchem der Wert von $\mu$ so klein ist, daß die veränderlichen ideellen Massen vernachlässigt werden können in bezug auf $\mu$, während $\nu$ sehr hoch ansteigt.

Bei dem Vergleich ist der Wert von $\lambda$ nicht wesentlich, so daß wir diesen Wert nicht anzugeben brauchen.

### 1. Treibstange der Serie 424.

Die Daten dieser Treibstange sind: $l = 320$ cm, $s = 118$ cm, $M = 35{,}89$ kg/g (Masse von 352 kg Gewicht), $\Theta = 471\,000$ kg/g cm². Es ist die konstante Masse am Kurbelzapfen:

$$M_F = M\frac{(l-s)^2}{l^2} + \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{s}{l} =$$

$= 35{,}89 \times 0{,}3987 + 12{,}47 \times 0{,}3687 = 18{,}90$ kg/g, das ist 52,68 % der gesamten Masse der Treibstange, und die konstante Masse am Kreuzkopfzapfen ist:

$$M_K = M\frac{s^2}{l^2} + \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{s}{l} =$$

$= 35{,}89 \times 0{,}13595 + 12{,}47 \times 0{,}3687 = 9{,}48$ kg/g, das ist 26,42 % der Gesamtmasse.

Die veränderliche Masse dieser Treibstange macht bei $\nu = +1$ oder $\mu = +1$ (diese Werte brauchen aber nicht tatsächlich vorzukommen) die folgende Größe aus:

$$M^v = \left[M - \frac{\Theta}{s^2 + s(l-s)} \cdot \frac{l}{l-s}\right]\frac{(l-s)\,s}{l^2} =$$

$= [35{,}89 - 12{,}47 \times 1{,}5845] \times 0{,}233 = 3{,}758$ kg/g.

Würde man nun $\nu$ für $\alpha = 80^0$ beispielsweise positiv und sehr groß annehmen und die Summe der konstanten Masse am Kreuzkopf (26,42 %) und der veränderlichen Masse bilden, so würde man sehr große Massen bekommen, die mit der Masse aus dem üblichen Verfahren nicht übereinstimmen. Die Frage der am Kreuzkopfzapfen vereinigt zu denkenden Massen hängt mit der Theorie der Berechnung der Gegengewichte zusammen, die hier nicht erörtert werden soll.

### 2. Treibstange der Serie 327.

Die Daten dieser Treibstange sind: $l = 208$ cm, $s = 80{,}9$ cm, $M = 16{,}52$ kg/g (Masse von 162 kg Gewicht), $\Theta = 108\,000$ kg/g cm². Es ist die konstante Masse am Kurbelzapfen:

$$M_F = 16{,}52 \times 0{,}3735 + 6{,}214 \times 0{,}389 = 8{,}587 \text{ kg/g},$$

das ist 52 % der gesamten Masse der Treibstange und die konstante Masse am Kreuzkopfzapfen:

$$M_K = 16{,}52 \times 0{,}1514 + 2{,}417 = 4{,}92 \text{ kg/g},$$

das sind 29,74 % der Gesamtmasse.

Die veränderliche Masse ist bei $\nu = +1$ und $\mu = +1$:

$$M^v = [16{,}52 - 6{,}214 \times 1{,}636] \times 0{,}2376 = 1{,}511 \text{ kg/g}.$$

### 3. Treibstange der Serie 22.

Die Daten dieser Treibstange sind: $l = 200$ cm, $s = 70{,}5$ cm, $M = 10{,}705$ kg/g (Masse von 105 kg), $\Theta = 55100$ kg/g cm² und die konstante Masse am Kurbelzapfen ist:

$$M_F = 10{,}705 \times 0{,}4197 + 3{,}912 \times 0{,}3524 = 5{,}873 \text{ kg/g}$$

das sind 54,82 % der gesamten Treibstangenmasse.

Die konstante Masse am Kreuzkopfzapfen ist:

$$M_K = 10{,}705 \times 0{,}12415 + 1{,}379 = 2{,}709 \text{ kg/g}$$

das sind 19,35 % der gesamten Treibstangenmasse.

Die veränderliche Masse ist bei $\nu = +1$ und $\mu = +1$:

$$M^v = [10{,}705 - 3{,}912 \times 1{,}545] \times 0{,}2282 = 1{,}065 \text{ kg/g}.$$

In den Zahlentafeln 1 und 2 sind die Werte von $\mu$ und $-\left(\frac{\mu}{\lambda}\cos\beta + \cos\alpha\right)\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$ ausgerechnet bei verschiedenen Kurbelstellungen für $\lambda = 4$ bis 10.

Der Winkel $\alpha$ ist in der Abb. 1 für den Rückwärtsgang angenommen. Bei Vorwärtsgang ist in bezug auf Linie O — K das Spiegelbild des Winkels mit $\alpha$ zu bezeichnen. Dabei bleiben die Rechnungen und Zahlentafeln unverändert, nur muß die Kraft Q positiv gezählt werden, im Falle diese statt aufwärts abwärts zeigt.

Für ein weiteres Beispiel hat Verfasser eine Vergleichskontrolle seines Verfahrens mit dem von Mohr*) angegebenen zeichnerischen Verfahren für verschiedene Kurbelstellungen vorgenommen und durchweg gute Übereinstimmung gefunden.

*) Veröffentlicht im „Zivilingenieur" XL, I. Band, auch im Band „Kinematik" der Sammlung Göschen.

Es wird aber bemerkt, daß das Verfahren von Mohr für die Beschleunigung des Kreuzkopfes den Ausdruck:

$$w^2 r \left\{ \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} + \lambda \left( \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} - \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \beta} \right) \right\}$$

zu grunde legt, was gegenüber dem genauen Ausdruck (siehe Gl. 12) namentlich bei kurzen Treibstangen nicht einwandfrei erscheint.

## Über die Kraftwirkungen am gebremsten Rade.

Von **F. Meineke**, Berlin.

Wird ein Bremsklotz durch eine Kraft $B_1$ im Gestänge (Abb. 1) mit der Kraft B an das rollende Rad gedrückt, so wurde bisher die erzeugte Bremskraft $Z_b$ in Verbindung mit dem Reibungswert $\mu$ berechnet nach der Formel

$$\text{I)} \quad Z_b = \mu B = \mu B_1 \frac{b}{a}.$$

Dies setzt aber voraus, daß das Gehänge mit dem Klotz fest verbunden und c gleich Null ist. Dadurch, daß der Klotz gelenkig verbunden ist, wird er aber durch die Reibungskraft $\mu B$ entgegen dem Drehsinn des Rades mit einem Momente

$$M_1 = \mu B \cdot d$$

mitgenommen (Abb. 2). Diesem Moment wird das Gleichgewicht gehalten durch eine ungleiche Verteilung des Auflagedruckes des Klotzes am Rade wie Abb. 2 andeutet. Infolgedessen nutzen sich Bremsklötze bei einer vorwiegenden Fahrrichtung einseitig ab.

Nach Abb. 1 ist mit o als Drehpunkt

$$B_1 b \pm \mu B \cdot r - B \cdot d = 0,$$

woraus folgt

$$\text{II)} \quad B = \frac{B_1 b}{a \pm \mu c}.$$

Das obere Vorzeichen gilt, wenn in der Fahrrichtung der Klotz vorn, p vor o liegt.

Die Kraft $\mu B$ erzeugt ein Moment $\mu B (r + d)$, das den Rahmen im Sinne des Umlaufs der Räder dreht und die bekannte Entlastung der Hinterräder unter gleichzeitiger Belastung der Vorderräder hervorruft. Das bremsende Moment im Rade besteht aber nicht nur aus

$$M_2 = \mu B \cdot r,$$

sondern dazu tritt noch das Moment

$$M_1 = \mu B \cdot d$$

(Abb. 2). Folglich ist das ganze Bremsmoment im Rade gleich

$$Z_b r = \mu B (r + d),$$

woraus folgt

$$\text{III)} \quad Z_b = \frac{B_1 b}{a \pm \mu c} \cdot \frac{r + d}{r} \cdot \mu,$$

also wesentlich von Gleichung I) verschieden.

Das Glied $\pm \mu c$ kann meistens als sehr klein gegen a vernachlässigt werden, jedoch bedeutet die Vernachlässigung von $\frac{d}{r}$ gegenüber der Einheit einen Fehler von $\frac{150}{500} = 0{,}3$.

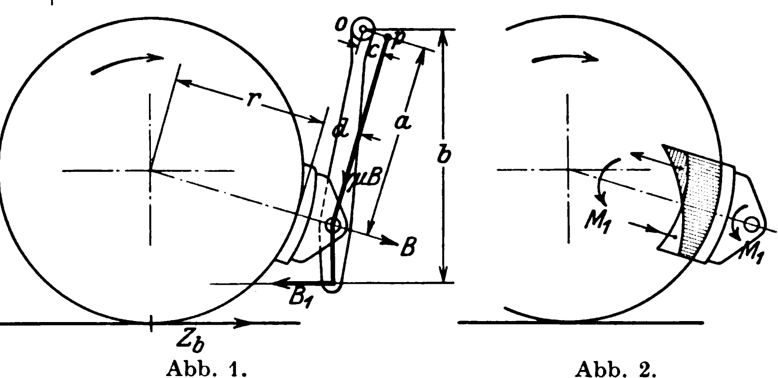



Abb. 1. Abb. 2.

Dies hat sich bisher nicht sehr bemerkbar gemacht, weil auch der Wirkungsgrad des Gestänges vernachlässigt wurde und die Reibungsziffer $\mu$ sehr unbestimmt war. Bei der mit fortschreitender Erkenntnis ermöglichten genaueren Bremsberechnung dürfte auch der Ersatz der Gleichung I) durch III) angezeigt sein.

## Die ehemals deutschen Kolonialbahnen, ihre Entstehung und Entwicklung.

Von Geh. Oberbaurat a. D. Prof. **F. Baltzer** †, Berlin.

Der 24. April 1884 war der Geburtstag der aktiven deutschen Kolonialpolitik. An diesem Tage erklärte Fürst Bismarck, der sich bis dahin gegen die kolonialen Bestrebungen deutscher Kaufleute und Kolonialfreunde stark zurückgehalten hatte, der englischen Regierung durch das bekannte Telegramm an den deutschen Konsul in Kapstadt, daß die Niederlassungen von Lüderitz in Südwestafrika nördlich des Oranjeflusses unter dem Schutze des Deutschen Reiches ständen. Am 22. Juni 1884 wurde die deutsche Schutzherrschaft über das damalige Angra Pequena anerkannt. Am 5. Juli wehte die Reichsflagge zum erstenmal in Togo, am 14. Juli in Kamerun. Nicht ohne Widerstände und Schwierigkeiten wuchs das deutsche Volk allmählich in die ihm anfangs fremden kolonialen Aufgaben hinein. Im Anfange stand für die Verwaltung die Befriedung der neu erworbenen Gebiete im Vordergrunde der Aufgaben, und solange dieses Ziel nicht völlig erreicht war, konnte die Inangriffnahme der Arbeiten zur wirtschaftlichen Erschließung des Neulandes nur langsam fortschreiten. Erst spät gelangte die deutsche Kolonialverwaltung zu der Erkenntnis, daß die Eisenbahnen ein besonders wertvolles Werkzeug zur raschen Erschließung und Entwicklung von Neuländern sind. Die Erfahrungen anderer Länder und Kolonialvölker, insbesondere in Nordamerika, England, Frankreich, Belgien, hatten hierfür zwar schlagende Beweise geliefert, aber die damals dem Auswärtigen Amt angegliederte deutsche Kolonialverwaltung und der Reichstag machten sich diese Erfahrungen leider nicht zu nutze. Es dauerte mehr als zehn Jahre, bis in Ostafrika die ersten 14 km der Usambara-Eisenbahn von Tanga bis Pongwe in Betrieb genommen wurden (16. Oktober 1894). Am längsten währte es in Kamerun, bis nach Befriedung des Landes Verkehrswege durch Eisenbahnen geschaffen wurden. Der Araberaufstand in Ostafrika im August 1888 und die Aufstände im Süden, 1905 bis 1907, ebenso der blutige Herero- und Hottentotten-Aufstand 1904 in Südwestafrika haben die wirtschaftliche Entwicklung stark gehemmt, andrerseits hat aber die erfolgreiche Niederwerfung dieser beiden Aufstände einen lebhaften Umschwung der öffentlichen Meinung im deutschen Volke, und eine bessere Würdigung unserer bisher gern geschmähten, vielfach unterschätzten Kolonien herbeigeführt. An die Spitze

der Kolonialverwaltung wurde Dernburg, ein Kaufmann von großer Begabung und Tatkraft berufen, der es verstand, im Reichstag seine kolonialen Forderungen durchzusetzen. Die kurzsichtige Ablehnung der Regierungsvorlage für die Unterdrückung des Aufstandes in Südwestafrika und für den Weiterbau der Lüderitzbucht-Eisenbahn hatte im Dezember 1906 die Auflösung des Reichstags zur Folge; eine neue Volksvertretung wurde gewählt, in der die kolonialfeindliche Sozialdemokratie eine Anzahl Sitze verlor. Der neue Reichstag bewilligte die vorher beanstandeten Forderungen und die Mittel zur Errichtung des neuen Reichskolonialamts. Dernburg reiste im Juli 1907 selbst nach Ostafrika, um sich durch eigene Anschauung ein Urteil über die Verkehrserschließung und den afrikanischen Bahnbau zu bilden. Die Frucht dieser Studienreise, an der der Verfasser als technischer Sachverständiger teilnahm, war die erste große Eisenbahnvorlage vom März 1908, in der fünf neue Eisenbahnen, zusammen über 1400 km, und der Erwerb einer Mehrheit von Anteilscheinen der Ostafrikanischen Eisenbahngesellschaft auf den Landesfiskus von Deutsch-Ostafrika gefordert wurden. Die Mittel, 175 Millionen ℳ wurden zum ersten Male in Form einer Schutzgebietsanleihe beantragt. Die Vorlage fand im Mai 1908 einmütige Annahme bei allen bürgerlichen Parteien des Reichstags. Seitdem erfolgten die gesetzlichen Bewilligungen und die Ausführungen für den Bahnbau in den Schutzgebieten in rascherem Zeitmaß, und im August 1914, bei Ausbruch des Weltkrieges, belief sich der Umfang des Bahnnetzes in unseren damaligen Kolonien, die Vollendung der bewilligten Strecken vorausgesetzt, auf 5313 km Haupt- und 118,7 km Kleinbahnen, die in den Jahren 1916 und 1917 vollendet worden wären, wenn nicht der Weltkrieg alledem ein Ende gemacht hätte.

Im folgenden soll ausgeführt werden, wie sich der Ausbau des Bahnnetzes in den einzelnen Schutzgebieten gestaltete.

**Ostafrika** (s. Abb. 1): Die erste Kolonialbahn war die Usambarabahn, die 1891 als Privatunternehmen der Eisenbahngesellschaft für Deutsch-Ostafrika, einer Tochtergesellschaft der Deutsch-Ostafrikanischen Gesellschaft mit einem Kapital von 2 Millionen ℳ gegründet wurde. Ursprünglich sollte sie den Indischen Ozean mit dem Viktoriasee durch eine Eisenbahn nach dem Speke-Golf verbinden. Dieser Plan überstieg aber bei weitem die Kräfte der Gesellschaft; war doch das Kapital von 2 Millionen ℳ schon für die kurze Anfangsstrecke Tanga—Korogwe, 84 km, mit 23800 ℳ/km völlig unzureichend.

Im Juni 1893 wurde der Bahnbau in Meterspur begonnen und am 16. Oktober 1894 konnten die ersten 14 km von Tanga bis Pongwe dem Betrieb übergeben werden. Am 1. April 1896 folgte die Betriebseröffnung bis Muhesa, 40 km. Infolge mangelnder Mittel kamen die Arbeiten ins Stocken, die Muttergesellschaft mußte mit Vorschüssen aushelfen, und später die Regierung mit monatlichen Beihilfen einspringen. Die Arbeiten kamen zum Stillstand und im April 1899 übernahm das Gouvernement die Bahn für 1,3 Millionen ℳ. Der Gedanke ihrer Weiterführung bis zum Viktoriasee trat nunmehr in den Hintergrund, der Bau wurde in kleinen Losen an einzelne Unternehmer vergeben und die Vorarbeiten bis Mombo durchgeführt. Die Baugesellschaft Lenz & Co. in Berlin führte den Bau von Korogwe bis Mombo in Gesamtunternehmung zu Ende, so daß der damals anwesende Prinz Adalbert von Preußen am 19. Februar 1905 die Bahn feierlich einweihen konnte; sie wurde dann am 24. Februar in voller Ausdehnung von Tanga bis Mombo dem Verkehr übergeben. Also 11 Jahre und 8 Monate Bauzeit für 129 km Bahn! Der Mangel an kolonialer Erfahrung und technischer Organisation machte sich bei dieser ersten Unternehmung besonders ungünstig geltend. Bei den folgenden Ausführungen wurde ein wesentlich rascherer Baufortschritt erreicht.

Der Verkehr der Bahn entwickelte sich ziemlich lebhaft, es ergaben sich Betriebsüberschüsse, die sich in den folgenden Jahren erfreulich steigerten. Am 1. April 1908 konnte daher ein neuer, für das Schutzgebiet wesentlich vorteilhafterer Betriebsvertrag mit der seitherigen Pächterin, der Deutschen Kolonial-Eisenbahnbau- und Betriebsgesellschaft in Berlin, abgeschlossen werden, der dem Schutzgebiet eine jährliche Mindestpacht von 152000 ℳ sicherte. Die andauernd günstigen Betriebsergebnisse der Bahn ermöglichten ihren Weiterbau zunächst um 45 km, zum Panganifluß bis Buiko; die Mittel in Höhe von 3,85 Millionen ℳ nebst 325000 ℳ für Vermehrung der Fahrzeuge wurden durch die Bahnvorlage von 1908 bereitgestellt und der Bau von der Firma Lenz ausgeführt, so daß die Strecke bis Buiko am 27. Juli 1909 dem Verkehr übergeben

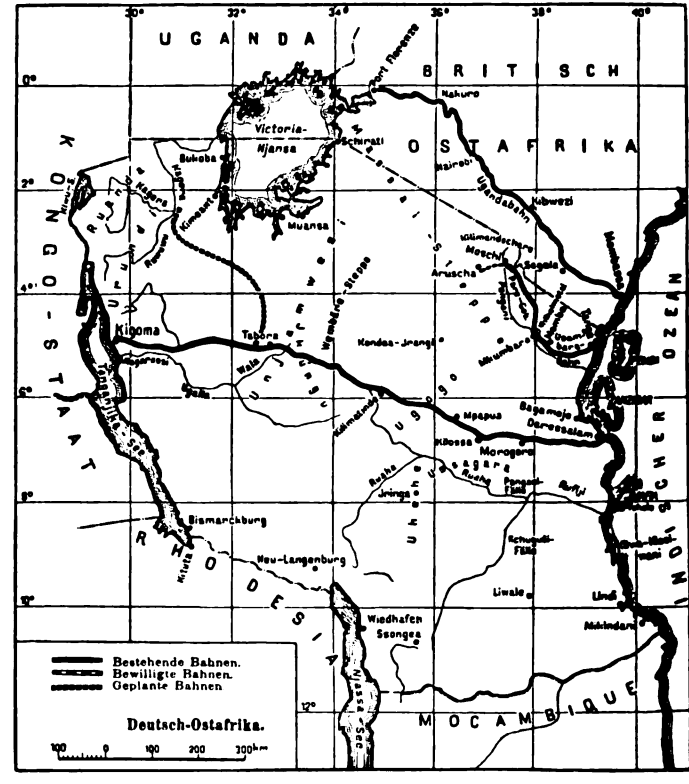



Abb. 1.

werden konnte. Der Betrieb wurde in den bisherigen Pachtvertrag einbezogen und die Mindestpacht ab 1. April 1910 auf 246000 ℳ erhöht.

Die Verlängerung der Bahn im Paregebiet bis in die aussichtsvollen Hochländer von Ostafrika, an den Fuß des schneebedeckten Kilimandscharo, konnte verwirklicht werden, nachdem durch die Erkundungsreise des damaligen Unterstaatssekretärs von Lindequist im Herbst und Winter 1908/09 die Besiedlungsfähigkeit der dortigen wertvollen Gebiete festgestellt worden war. Die Mittel, $12^1/_4$ Millionen ℳ, rund 69000 ℳ/km, wurden aus der dritten Bahnvorlage von 1910 bewilligt und die Usambarabahn durch die Bauausführung bis Neumotchi, km 352, nunmehr ungefähr verdoppelt. Februar 1912 wurde die Linie in ganzer Ausdehnung feierlich eröffnet; sie endet bei Neumotchi auf 810 m Seehöhe. Der Betrieb wurde am 1. April 1913 an die bisherige Pächterin auf 5 Jahre gegen eine Mindestpacht von jährlich 760000 ℳ verpachtet. So war aus der bescheidenen Stichbahn von 129 km eine wertvolle Erschließungsbahn von nahezu dreifacher Länge geworden, die in das Gebiet der 6000 m hohen Schneegipfel des Kibo und Mawenti führt; von dem Endbahnhof Neumotchi gelangt

man in einer Tagereise an den Fuß des Kilimandscharo. Die größten Steigungen der Bahn betragen bis zum Bahnhof Mombo 1:40, von da ab 1:60; schärfste Krümmungen 150, hinter Mombo 200 m Halbmesser.

Um die inzwischen immer mehr besiedelten Wirtschaftsgebiete am Mernberg bei Aruscha der Bahnverbindung teilhaftig werden zu lassen, wurden in der vierten Bahnvorlage von 1914 die Mittel für die Verlängerung der Usambarabahn nach Aruscha, 86 km, mit 6,15 Millionen *M*, 71100 *M*/km, außerdem für die Beseitigung der betriebsgefährlich gewordenen doppelten Spitzkehre in der Stammbahn bei Ngomeni 2 Millionen *M*, sowie 1,2 Millionen *M* für Vermehrung des Fahrzeugparks vorgesehen. Die kaum begonnenen Arbeiten für die Bahn nach Aruscha kamen infolge des Weltkriegs bald zum Stillstand, aber die Spitzkehre konnte noch 1914 umgebaut und dadurch die Leistungsfähigkeit der Bahn wesentlich gesteigert werden. Nach dieser Verbesserung wurde sie besonders wertvoll für die schleunige Heranziehung der Schutztruppe aus dem Kilimandscharogebiet zur Küste.

Von Bedeutung ist die im Kriege von England aus militärischen Rücksichten hergestellte Anschlußbahn von Neumoschi in östlicher Richtung über Taveta nach der Station Voi der Ugandabahn, durch die man nunmehr den ganzen Verkehr von Moschi und westlich davon der Usambarabahn und dem Hafen Tanga entziehen und der Ugandabahn und dem britischen Hafen Mombasa zuleiten kann. In welchem Umfang die britische Mandatsverwaltung diese Möglichkeit zum Nachteil der Usambarabahn ausnutzt, ist leider nicht festzustellen; das ungünstige Betriebsergebnis, das unter der britischen Verwaltung für die Usambarabahn im Vergleich mit der Vorkriegszeit eingetreten ist, legt die Besorgnis nahe, daß dauernd eine erhebliche Ablenkung des Verkehrs nach der Ugandabahn stattfindet. Der Abbruch der leicht gebauten Anschlußbahn Moschi—Voi wurde auf britischer Seite erwogen, der Plan aber wieder fallen gelassen.

Über das zweite und größte Bahnunternehmen des Schutzgebiets, die Tanganjikabahn, sind unsere Leser durch die Abhandlung Seite 222, Heft 12 des Organs ausführlich unterrichtet.

Eine Zweigbahn der Tanganjikabahn von Tabora nach dem Knie des Kageraflusses zur Erschließung der gut bevölkerten, wirtschaftlich besonders aussichtsvollen Landschaften Ruanda und Urundi im Nordwesten des Schutzgebiets, 481 km, wurde 1914 bewilligt und im Bau noch begonnen; dieser wurde aber, nach Herstellung des Unterbaus für die ersten 125 km, durch den Weltkrieg unterbrochen. Die Baukosten waren auf 47,15 Millionen *M* veranschlagt.

**Kamerun** (s. Abb. 2): Die Eisenbahnentwicklung wurde hier wie erwähnt am längsten zurückgehalten, weil die Befriedung des Schutzgebiets lange Zeit und vielfache Kämpfe erforderte, weil die ungünstigen Gelände- und die schwierigen klimatischen Verhältnisse, die große Hitze und Feuchtigkeit, die lange Regenzeit mit ihren heftigen Niederschlägen, endlich die Gewinnung und Verpflegung der eingeborenen Arbeiter besondere Schwierigkeiten verursachten.

Die Manenguba- oder Kameruner Nordbahn, ein Privatunternehmen, wurde von der 1905 gegründeten Kamerun-Eisenbahngesellschaft auf Grund der Konzession vom 4. Mai 1906 in Meterspur hergestellt. Das Reich übernahm eine dreiprozentige Zinsbürgschaft auf 11 Millionen *M* Stammanteile der Gesellschaft und die Rückzahlung der ausgelosten Anteile mit 120 v. H. des Nennwerts. Das deutsche Kapital hielt sich damals von den kolonialen Unternehmungen noch so stark zurück, daß eine Finanzierung ohne Zinsbürgschaft wohl gescheitert wäre. Der Bau wurde der Deutschen Kolonial-Eisenbahnbau- und Betriebsgesellschaft übertragen und 1906 begonnen. Größte Steigung 1:60 bei kleinstem Krümmungshalbmesser von 120 m. Die Bahn beginnt auf der Halbinsel Bonaberi gegenüber Duala und endigt bei 110 km Gesamtlänge in Nkongsamba auf 880 m Höhe. Am 1. April 1911 wurde der Betrieb eröffnet und auf zehn Jahre an die ausführende Baugesellschaft verpachtet. Die Baukosten beliefen sich auf rund 16 Millionen *M*. Die Bahn erzielte bereits 1913, in ihrem dritten Betriebsjahre, einen Überschuß von 433530 *M*, durch den das Anlagekapital von 16,64 Millionen *M* eine Verzinsung von 2,6 v. H. erhielt, für eine tropische Kolonialbahn in fast unerschlossenem Neulande ein bemerkenswertes Ergebnis.

Die Mittellandbahn Duala-Edea-Njong, 283 km, für die in der Bahnvorlage von 1908 die Mittel angefordert wurden, bildete die staatliche Anfangs- und Stammstrecke des künftigen Bahnnetzes von Kamerun. Der Bau wurde der Deutschen Kolonial-Eisenbahnbau- und Betriebsgesellschaft übertragen und bis zum 1. Dezember 1913 bis Bidjoka, km 150,

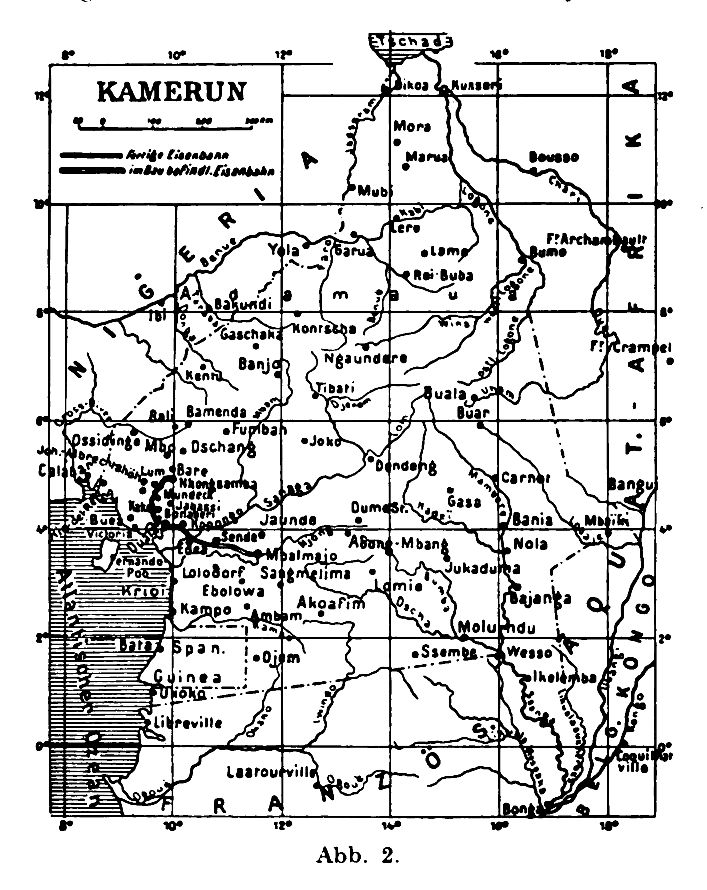



Abb. 2.

vollendet, so daß an diesem Tage der öffentliche Verkehr bis dorthin aufgenommen werden konnte. Infolge der ungewöhnlichen Bauschwierigkeiten und ungünstigen Arbeiterverhältnisse machte die Bauausführung recht langsame Fortschritte. Allein auf der Strecke bis Bidjoka kommen drei große Stromübergänge mit bedeutenden Brückenbauten vor: östlich Japoma die 322 m lange Dibambabrücke mit fünf Öffnungen, deren Pfeilergründung wegen des überaus ungünstigen Untergrundes mit großen Schwierigkeiten verbunden war; bei Edea die 235 m lange Brücke mit vier Öffnungen über den Sanaga-Nordarm, und die große Bogenbrücke über den Sanaga-Südarm, der an der Übergangsstelle 160 m breit und bei Hochwasser 26 m tief ist. Über diese Brücke vergl. die Veröffentlichung Organ 1925, Seite 142 und Taf. 8 u. 9.

Auf der Strecke hinter Bidjoka beginnt im Malume-Anstieg eine 30 km lange schwierige Steilrampe mit künstlichen Linienentwicklungen, hohen Talübergängen, großen Dämmen und tiefen Einschnitten, die diesen Bahnabschnitt ungewöhnlich kostspielig machen (etwa 194000 *M*/km). Zur Beförderung der Baustoffe und -Geräte wurde hier eine 60 cm-

spurige Feldbahn angelegt und in umfassendem Maße sollte von mechanischen Trockenbaggern-Dampfschaufeln Gebrauch gemacht werden, um die Zahl der für die umfangreichen Erdarbeiten benötigten eingeborenen Arbeiter möglichst einzuschränken. Die noch vor dem Kriege begonnenen Bauarbeiten kamen im Mai 1915 zum Erliegen.

**Deutsch-Südwestafrika** (s. Abb. 3): Das Schutzgebiet, $1\frac{1}{2}$mal so groß als das Deutsche Reich im Jahre 1914 und wegen seiner großen Entfernungen auf Eisenbahnen ganz besonders angewiesen, konnte bei seiner überaus schwachen Bevölkerung — etwa 120000 Seelen — für den Personenverkehr eine große Entwicklung nicht erhoffen lassen.

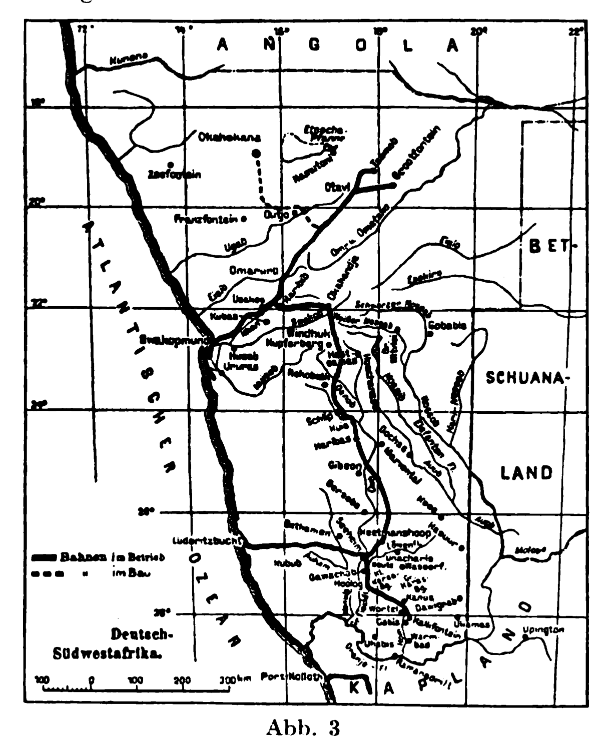



Abb. 3

Die erste Bahn war die Staatsbahn Swakopmund-Windhok, 382 km, die dem Ausbruch der Rinderpest, 1897, ihre Entstehung verdankte und, trotz ihrer infolge der Schmalspur von 60 cm beschränkten Leistungsfähigkeit, dem Lande im Hereroaufstande sehr wertvolle Dienste geleistet hat. Ihr Endpunkt in Windhuk liegt 1637 m hoch, also 32 m höher als die Schneekoppe. Die Bahn hat sehr ungünstige Linienverhältnisse, Krümmungen bis zu 60 m Halbmesser und Steigungen im Khanrevier bis 1:21. Ein Kommando der damaligen preußischen Eisenbahnbrigade wurde mit der Ausführung betraut und begann den Bau im September 1897. Die Überwindung des der Küste vorgelagerten Namibgürtels und die Wasserarmut des Landes erschwerten die Arbeiten in hohem Grade, so daß sich die Vollendung bis Juni 1902 hinzog. Die Kosten haben schließlich 15,3 Millionen ℳ, rund 40100 ℳ/km betragen.

Die obere Hälfte der Bahn, die Strecke Karibib-Windhuk, 180 km, wurde aus den Mitteln der Diamantenfunde, nach der zweiten Bahnvorlage von 1910, in Kapspur umgebaut, während die untere Strecke am 1. April 1910 für den durchgehenden Verkehr geschlossen und dem Ortsverkehr überlassen wurde; der durchgehende Verkehr konnte der inzwischen verstaatlichten Otavibahn auf ihre Strecke Swakopmund-Onguati-Karibib überwiesen werden. Die Kosten des Umbaues Karibib-Windhuk waren auf 11 Millionen ℳ veranschlagt; die Arbeiten wurden von dem Bau- und Betriebskonsortium Bachstein-Koppel in Berlin so durchgeführt, daß der Kapspurbetrieb am 22. August 1911 eröffnet werden konnte. Größte Steigung der Bahn $1:66^2/_3$, kleinster Bogenhalbmesser 200 m.

Die Otavibahn war ein gewerbliches Unternehmen der Otavi-Minen- und Eisenbahngesellschaft, die 1900 als eine Tochtergesellschaft der Deutsch-Englischen Südwest-Afrika-Kompagnie zur Ausbeutung der Otavi-, Kupfer- und Bleigruben mit einem Grundkapital von 1 Million ℳ gegründet worden war. Schon die Damaraland-Konzession vom 12. September 1892 enthielt die Gerechtsame zum Bau und Betrieb der Otavibahn. Das Grundkapital wurde für den Bahnbau auf 20 Millionen ℳ erhöht und dieser der Aktiengesellschaft Artur Koppel in Berlin übertragen. Der Bahnbau in der Schmalspur von 60 cm begann im Oktober 1903, aber $\frac{1}{4}$ Jahr später brach der Hereroaufstand aus. Für die Fortführung des Baus entstanden nun erhebliche Schwierigkeiten, nach deren Überwindung die Strecke bis Onguati nebst der 14 km langen Anschlußbahn nach Karibib am 18. Mai 1905, die ganze Bahn bis Tsumeb, 567 km, am 12. November 1906 eröffnet werden konnte. Dank ihrer guten Linienverhältnisse und ihres kräftigen Oberbaues — Schienengewicht 15 kg/m — hat sich die Bahn trotz der Schmalspur als recht leistungsfähig erwiesen und einen Verkehr von jährlich über 100000 t anstandslos bewältigt.

Die auf Grund der Damaralandkonzession von der South West Africa Company ebenfalls in 60 cm Spurweite erbaute Flügelbahn Otavi-Grootfontein, 91 km, wurde 1908 eröffnet und von der Otavibahn betrieben. Am 1. April 1910 wurde die Otavibahn nebst der genannten Zweigbahn verstaatlicht und der Betrieb an die bisherige Besitzerin, zunächst auf zehn Jahre fest, verpachtet. Die Otavibahn stand im Jahre 1909 mit rund 18,163 Millionen ℳ, das sind 31,300 ℳ/km zu Buch. 1913 betrug die Verkehrsleistung: 47353 Reisende, 107000 t Güter mit 43,8 Millionen t/km; sie erzielte bei einer Betriebszahl von 44,6 v. H. 2,96 Millionen ℳ Überschuß, durch den das verhältnismäßig niedrige Anlagekapital von 25,14 Millionen ℳ mit 11,8 v. H. verzinst wurde; also ein sehr günstiges Wirtschaftsbild! —

Die staatliche Südbahn Lüderitzbucht-Keetmanshoop mit der Zweigbahn Seeheim-Kalkfontein wurde 1904 durch den Hottentottenaufstand ins Leben gerufen. Der Bahnbau wurde, nicht ohne schwere Zwischenfälle, streckenweise bewilligt und in der Kapspur, 1,067 m, von der Deutschen Kolonial-Eisenbahnbau- und Betriebsgesellschaft ausgeführt. Die Strecke Lüderitzbucht-Aus wurde am 1. November 1906 eröffnet, Keetmanshoop, km 365, wurde 1908 erreicht und die Zweigbahn nach Kalkfontein, 180 km, im Juli 1909 vollendet. Die Wasserbeschaffung, die Durchquerung des Wüstengürtels der Namib und die Bekämpfung der Wanderdünen stellten die Bauunternehmung vor besonders schwierige Aufgaben und erschweren dauernd die Betriebsführung. Die Baukosten beliefen sich auf 27,6 Millionen ℳ für die Hauptlinie und auf 10,86 Millionen ℳ für die Zweigbahn. Die Bahn hat während des Aufstandes ihre Baukosten in kurzer Zeit durch Ersparnisse an Frachten für Nachschub und Verpflegung der Schutztruppe reichlich eingebracht; allein die Strecke Lüderitzbucht-Keetmanshoop hat bis 1. April 1908 etwa $42\frac{1}{2}$ Millionen ℳ an Kosten für Fracht, Etappendienst usw. erspart, die beim Aufstand ohne Vorhandensein der Bahn entstanden wären. Besondere Betriebsschwierigkeiten bereitet die 7 km lange Strecke im Bereich der Wanderdünen von km 19 bis 26. Die Stammbahn hat in der 38 km langen fast ununterbrochenen Steigung von 1:40 von Garub bis Aus eine besonders schwierige Betriebsstrecke.

Die Nordsüdbahn Windhuk-Keetmanshoop, 506 km, wurde in Kapspur, wesentlich aus den Mitteln der Diamantenfunde, zur innigeren Verbindung des nördlichen Damara- und des südlichen Namalandes hergestellt und im März 1912 dem Betrieb übergeben. Die Bahn steigt von Windhuk bis zum Auaspaß, überschreitet ihn mit einer Höchststeigung von $29^0/_{00}$ auf 1923 m Höhe in offenem Einschnitt und fällt von da nach

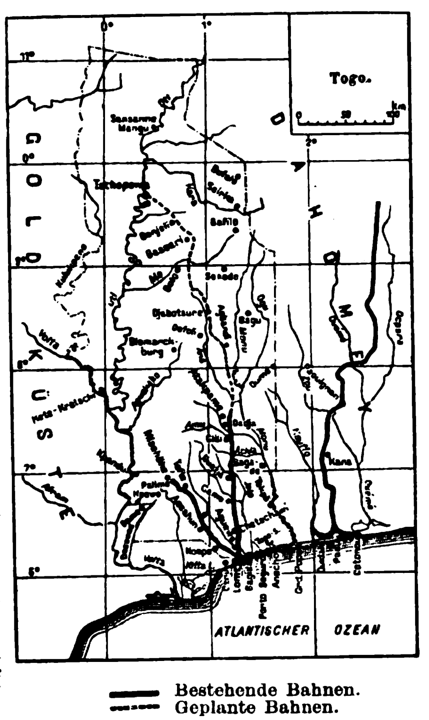
Süden zu in schwächeren Neigungen. Die Kosten des Baues betrugen 36,6 Millionen ℳ. Die Bauausführung wurde an zwei verschiedene Unternehmer vergeben und gleichzeitig von Norden und Süden her in Angriff genommen. Am 1. April 1913 übernahm das Gouvernement die Bahn in Eigenbetrieb zugleich mit der in Kapspur umgebauten Strecke Karibib-Windhuk.

Während des Kriegs stellten die Engländer im Oktober 1914 eine Verbindungsbahn von Walfischbucht nach Swakopmund, 37 km, in Kapspur her und bauten von Januar bis August 1915 die 60 cm-spurige Otavibahnstrecke Swakopmund-Ufakob-Karibib, 193 km, in Kapspur um. Ferner erbauten sie aus militärischen Rücksichten im Süden des Schutzgebiets eine kapspurige Anschlußbahn von Kalkfontein in südöstlicher Richtung über Upington nach Prieska an das Bahnnetz der Kapkolonie, 501,5 km. Für die Strecke Prieska-Upington, die durch wasserlose Steppe führt, begannen die Vorarbeiten am 24. August 1914; die ganze Strecke, 228 km, war am 20. November betriebsfähig, also 228 km Bahn waren in knapp drei Monaten vollendet, eine recht bemerkenswerte Leistung. Schwieriger noch war die Fortführung der Bahn über die Grenze von Deutsch-Südwest bis Kalkfontein, wobei der Oranjefluß zu überbrücken und die Bahn durch wasserloses feindliches Gebiet zu führen war. Diese Strecke, 273,5 km, wurde in weiteren 105 Tagen bis Mitte 1915 fertiggestellt. Die mit so großer Beschleunigung hergestellte Anschlußbahn Prieska-Kalkfontein hat in der Folge zu dem schließlichen Gelingen des mit allergrößten Machtmitteln unternommenen britischen Feldzugs gegen Deutsch-Südwest wesentlich beigetragen. Durch diese Verbindung haben die Bahnen von Deutsch-Südwest einen wertvollen Anschluß über De Aar an das Eisenbahnnetz des südafrikanischen Staatenbundes, von Rhodesia und portugiesisch Mosambik bis zur Delagoabucht und Beira, sowie an die Bahnen der südlichen Kongokolonie erhalten. Seit 1915 verkehren wöchentlich zwei durchgehende Züge mit Speise- und Schlafwagen zwischen Kapstadt und Windhuk.

**Togo** (s. Abb. 4): Zur Erleichterung des durch die schwere Brandung außerordentlich gefährdeten Landungsbetriebs in Lome, wurde 1898 der Bau einer Landungsbrücke und ferner einer Eisenbahn von Lome nach Anecho entlang der Küste in Aussicht genommen; durch sie gewann man die Möglichkeit, die gefährliche Reede von Anecho zu sperren und den gesamten Zollverkehr in Lome zu vereinigen. Nach Vollendung der eisernen Landebrücke von 304 m Länge im März 1904 wurde der Bahnbau der Aktiengesellschaft Augsburg-Nürnberg übertragen. Die Mittel von 1,12 Millionen ℳ wurden durch die Etats für 1901, 1902, 1904 und 1905 bereitgestellt. Am 18. Juli 1905 wurde die Küstenbahn in Meterspur, 44 km, eröffnet. Die Baukosten stellten sich ungewöhnlich niedrig auf 26400 ℳ/km, da der Bau entlang der Küste keine Schwierigkeiten bot.

Durch Gesetz vom 23. Juli 1904 wurde die Inlandbahn Lome—Palime bewilligt und die 119 km lange Strecke am 27. Januar 1907 feierlich eröffnet. Die Mittel von 7,8 Millionen ℳ wurden dem Schutzgebiet vom Reich in Form eines mit 3½ v.H. zu verzinsenden Darlehens durch die Etats von 1904 bis 1906 gewährt. Die stärksten Steigungen der Bahn sind landwärts, für die Einfuhrrichtung 1:60, küstenwärts, für die Ausfuhrrichtung 1:100. Der Betrieb der Bahn wurde zugleich mit dem der Küstenbahn und der Landungsbrücke, am 1. April 1908 an die Deutsche Kolonial-Eisenbahnbau- und Betriebsgesellschaft in Berlin, die den Bau ausgeführt hatte, gegen eine Mindestpacht von 306500 ℳ jährlich verpachtet.

Für die Hinterlandbahn Lome—Atakpame zur Erschließung des Nordens waren die Mittel in der Bahnvorlage von 1908 vorgesehen. Die Linie zweigt nördlich Lome aus der Bahn Lome—Palime in nordöstlicher Richtung ab. Der Bau wurde der Betriebspächterin übertragen und im April 1911, für die etwas steiler trassierte Reststrecke Agbonu—Atakpame im Mai 1913 vollendet. Die Kosten für die 164 km lange Strecke beliefen sich auf 10,35 Millionen ℳ, das sind 63100 ℳ/km. Die Bahn wurde am 1. April 1911 in den Pachtvertrag einbezogen und die Mindestpacht auf 523000 ℳ erhöht. Kleinster Krümmungshalbmesser der Bahn 250 m, größte Steigungen wie bei der Inlandbahn, nur die Endstrecke Agbonu—Atakpame hat Steigungen bis 1:50 mit Krümmungen von 200 m Halbmesser.




Bestehende Bahnen.
Geplante Bahnen.

Abb. 4.

Die vorstehend in großen Zügen geschilderte Schöpfung und Entwicklung des ehemals Deutschen Kolonialbahnnetzes, etwa 5000 km in 20 Jahren, von 1894 bis 1914, zeigt, daß die Deutsche Kolonialbahnverwaltung im Anfang etwas langsam, später um so rascher und zielsicherer ihre Aufgabe zu lösen verstanden und zweckmäßig Eisenbahnanlagen geschaffen hat, die eine durchaus wirtschaftliche Betriebsführung ermöglichten. Einzelne Bahnen zeigten sogar, wie wir gesehen haben, nach kurzer Zeit bei verhältnismäßige niedrigen Tarifen ein hervorragend günstiges Wirtschaftsbild (Kameruner Nordbahn, Otavibahn).

## Der elektrische Betrieb der Paulistabahn.

Von **Alfred Marschall**, Berlin.

Nach dem Weltkriege hatte die Versorgung der Eisenbahnen Brasiliens mit Brennstoffen insofern eine Verschlechterung gezeigt, als die Preise für nordamerikanische und europäische Kohle sehr stark stiegen, so daß bei der außerordentlichen Vermehrung der städtischen Bevölkerung, der Industrie und demzufolge des Kohlenverbrauchs, bald unhaltbare Zustände eingetreten wären. Die brasilianischen Kohlenlager, im Süden des Landes, liegen weit entfernt von den Verbrauchsorten und zeigen verhältnismäßig sehr schwefel- und aschenhaltiges Material, das wenig zur Lokomotivheizung geeignet ist. Ersatz hierfür bieten zwar die vorzüglichen harten Hölzer der Urwälder, aber das Fällen, Schneiden, Stapeln und Verteilen dieses Holzes verschlingt viel Arbeitskräfte und Kosten. Der Staat Sao Paolo hat 1917 allein 15000 Arbeiter mit der Holzbeschaffung für die Bahnen beschäftigt.

Nun besitzt Brasilien zahlreiche Küstenflüsse mit starkem Gefälle. Für den hier in Betracht kommenden Teil von Ostbrasilien lehrte das Studium, daß von der bis 7500 m ansteigenden Bergkette der Serra do Mar, die unweit der atlantischen Küste (südlich Rio de Janeiro) sich hinzieht, zahlreiche Abflüsse mit Wassermengen von gleichmäßiger Jahreshöhe nutzbar gemacht werden können.

Die Folge dieser Untersuchungen war der Bau verschiedener Wasserkraftanlagen von Privathänden. Die Paulista-

bahn bezieht ihren Strom aus einem dieser Werke bei Jundiahi und einem weiteren Werk der Sao Paolo Licht- und Kraftgesellschaft bei Parnahyba, 27 km von Jundiahi, als Drehstrom von 88 kV bei 60 Hertz.

Der bei Jundiahi gesammelte Strom wird 16 km weitergeleitet zum Bahnhaltepunkt Louveïra, wo ein Umspannwerk errichtet wurde. Gespeist wird vorerst die Strecke Jundiahi—Campinas (45 km), im Bau ist die Verlängerung dieser Strecke bis Sao Carlos (weitere 150 km).

Das Bahnsystem der „Companhia Paulista de Estradas de Ferro“ hat Verbindung mit der Hafenstadt Santos durch die englische Sao Paolo-Bahn über Sao Paolo in Jundiahi, während von Campinas in nordwestlicher Richtung ein ausgedehntes meterspuriges Bahnnetz, die Mogyana-Bahn, ausstrahlt. Die Paulistabahn selbst ist in spanischer Breitspur (1,667 m) ausgeführt und weist Steigungen bis 18‰ auf. Eine Nutzbremsung der Züge erwies sich als vorteilhaft und man beschloß, als Fahrstrom Gleichstrom von 3000 V zu verwenden.

Zur Speisung der Strecke Jundiahi—Campinas wurde daher das Umspannwerk in Louveïra mit drei Transformatoren von je 1900 kVA $^{88000}/_{2300}$ V, 60 H ausgerüstet. Diese Transformatoren sind mit Ölfüllung und mit Ölumlaufkühlung, Ölkonservator und reichlich bemessenen Kühlrippen am Gehäuse versehen. Der 2300 V-Strom wird über besondere, elektrisch bediente Schaltfelder zu drei Synchron-Motorgeneratoren geführt. Jeder dieser Maschinensätze leistet gleichstromseitig 1500 kW und besteht aus einem 12poligen Synchronmotor, direkt gekuppelt mit zwei, symmetrisch zum Motor liegenden Gleichstromgeneratoren für je 1500 V mit Wendepolen und Kompensationswicklung. Beide Generatoren sind in Reihe geschaltet, so daß 3000 V Gleichstrom zur Verfügung steht. Das eine Maschinenende trägt eine 125V Erregermaschine von 22 kW für den Synchronmotor, die eine Verbundwicklung trägt, deren Reihenspulen vom Generatorstrom durchflossen werden. Hierdurch wird eine Beeinflussung des Leistungsfaktors (cos $\varphi$) am Synchronmotor erzielt, der mit der Belastung schwankt, Überlastungen dämpft und den Maschinensatz auch zur Aufnahme von Rückströmen bei Nutzbremsungen geschmeidig erhält. Die Gleichstromgeneratoren besitzen ebenfalls Fremderregung durch eine besondere 125 V-Erregermaschine von 9 kW am anderen Ende des Maschinensatzes.

Geprüft wurden die Maschinen mit dem fünffachen der Nennlast, ohne Funkenbildung zu zeigen.

Der erzeugte Gleichstrom jedes Maschinensatzes wird zu einer besonderen Schalttafel geleitet, die neben den üblichen Schalt- und Meßgeräten auch den Hauptausschalter und den Anschluß für die abgehende Speiseleitung trägt. Gegen Blitzschlag ist eine 96 kV Aluminium-Schutzzelle in den Hochspannungsraum eingebaut. Gegen Streckenkurzschluß und starke Überlastung ist jeder Maschinensatz durch einen Höchststromausschalter geschützt.

Die 3000 V Speiseleitung ist auf den Masten der Fahrleitung mittels Stützisolatoren angebracht und mit der Fahrleitung in gewissen Abständen leitend verbunden.

Die Fahrleitung selbst ist im durchgehenden Gleis als doppelt isolierte Zweifach-Kettenfahrleitung ausgeführt, d. h. ein einziges Tragseil trägt Hängedrähte, die abwechselnd den einen und den andern Fahrdraht (103,5 mm² je Einzeldraht) halten. Die Maste selbst sind durchweg aus Holz erstellt. Bei eingleisiger Strecke kamen Profileisenträger, bei mehrgleisiger Strecke Querdrahtverspannungen zur Anwendung. Bei Abzweiggleisen wird nur ein einzelner Fahrdraht über jedem Gleis gezogen.

Die Fahrschienen wiegen 48,6 kg je m; sie sind mittels kupferner Quer- und Längsverbinder sorgfältig miteinander verbunden.

An Betriebsmitteln sind siebzehn elektrische Lokomotiven z. Z. in Verwendung, deren wichtigste technische Daten in der Übersicht zusammengestellt werden.

Gemeinsam ist allen Bauarten der Besitz folgender Ausrüstungsstücke:

a) Zwei Scherenstromabnehmer, mit Preßluft betätigt.

b) Motoren mit 1500 V Ankerspannung, so daß stets zwei Motoren dauernd in Reihe geschaltet bleiben.

c) Preßluftbremse, Bauart Westinghouse, für die Lokomotive, Luftsaugebremse, Bauart Vacuum Brake & Co., für den Zug. Nichtselbsttätige, elektropneumatische Steuerung. Nutzbremsung für das volle Zuggewicht, die mit der Luftsaugebremse zusammenarbeiten kann, aber nur im Austausch gegen die Lokomotiv-Peßluftbremsung möglich ist.

d) Ein-Kastenaufbau mit je einem Führerabteil an jedem Ende.

e) Zwei kurzgekuppelte Drehgestelle. Über der ersten, bzw. letzten Achse ist das Drehgestell nicht mehr vom Kastenaufbau bedeckt, sondern ragt frei vor (mit Ausnahme von Folge 4) eine offene, mit einem Gitter umfriedete Plattform bildend. (Psychologischer Führerschutz.)

f) Europäische Zug- und Stoßbeschläge, die aber später gegen die nordamerikanische M. C. B. - Mittelpufferanordnung ausgetauscht werden sollen.

Im einzelnen ist folgendes zu bemerken: Lokomotive, Folge 1, besitzt Doppelmotoren in gemeinsamem Gehäuse, Achsantrieb mit Hohlwelle und Speichenstern. (Bekannter „Westinghouse“-Antrieb.)

Lokomotiven, Folge 2 bis 5, besitzen gewöhnliche Achsmotoren mit Zahnradvorgelege und Nasenaufhängung.

Lokomotiven, Folge 3 und 4, besitzen die gleichen Motoren, nur die Übersetzung des Vorgeleges ist anders gewählt. Doppelseitiges Zahnradvorgelege.

Lokomotiven, Folge 1. 2 und 5, haben einseitiges Zahnradvorgelege.

Über die Lokomotiven, Folge 1 und 2, konnten weitere wissenswerte Einzelheiten nicht erhalten werden. Bezüglich ihrer Steuerung und Stromrückgewinnung ist zu sagen, daß diese Vorgänge in ähnlicher Weise, wie bei der Metrovick-Lokomotive der Folge 5 bewältigt werden.

Die Lokomotiven, Folge 3 und 4, haben folgende Nutzbremsschaltung *): Die Anker von drei Motoren sind mit einem „Ausgleichswiderstand“ $W_4$ (siehe Abb.) in Reihe geschaltet. Der vierte Motoranker 4 speist sämtliche vier Motorenfelder 1′ ÷ 4′ in Reihe mit einem Dämpfungswiderstand $W_2$ und dem Rest $W_3$ der Anfahrwiderstände. Beim Einlegen der Nutzbremsung wird zuerst ein Teil $W_1$ der Anfahrwiderstände zwischen Motoren und Netz gelegt und gleichzeitig die Felder-Erregung mittels des Kontaktgebers K passend eingestellt. Dann wird $W_1$ kurz geschlossen, wie gezeichnet. Das Schaltbild lehrt, daß der Erregerstrom $i_{err}$ in Spule 4′ des erregenden Motors 4 ein Teil des Feldstromes in den Spulen 1′ bis 3′ ist. Bei Änderung der Fahrdrahtspannung erfolgt dann eine entsprechende Änderung der Gegenspannung an den Ankern 1′ bis 3′ durch Stromänderung in Spule 4′ des „Erreger“-Motors 4 und gleichzeitig findet Stromdämpfung statt, direkt durch die Wirkung des Widerstandes $W_2$, und indirekt durch den „Ausgleich“-Widerstand $W_4$, der übrigens den Nutz- und den Erregerstrom zugleich führt. Bei Änderung der Fahrgeschwindigkeit wird der Kontaktgeber K (Fahrschalter) entsprechend bedient.

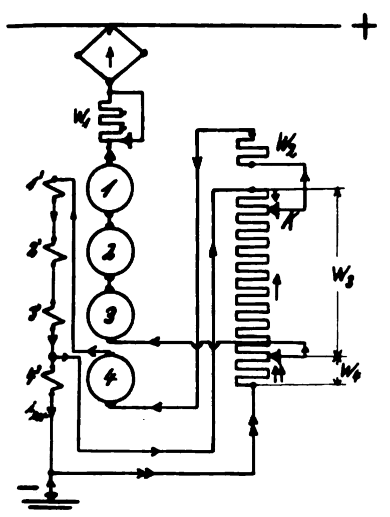
Die neue Lokomotive, Folge 5, verwendet eine Nutzbremsschaltung, wie sie ähnlich für die Lokomotiven der Natalstrecke der Südafrikanischen Bahnen in Anwendung gekommen ist **), sieht also eine Erregung der Motoren-

*) General Electric Review, August 1926.

**) Organ (Marschall, Der elektr. Betrieb der Natalstrecke).

felder durch einen besonderen Motorgenerator mit einer kleinen Erregermaschine vor, deren Spannung mit der Fahrdrahtspannung schwankt.

Der Fahrschalter, wie für Südafrika mit drei Hebeln versehen, nämlich ein Hebel zum Abschalten der Anlaßwiderstände, ein Hebel zum Fahrtwenden und Gruppenschalten der Motoren, sowie ein Hebel für das Stufen- und Gruppenschalten bei der Nutzbremsung, hat zwölf Anlaßstufen, die wiederholt eingeschaltet werden, sobald von Reihe auf Reihe-Parallel umgeschaltet wurde. Wie bei sechs Motoren üblich, sind drei Dauerfahrstufen möglich:



Nutzbremsschaltung der General Electric-Lokomotiven.

1. Alle sechs Motoren in Reihe (500 V je Motor).
2. Zwei Gruppen zu je drei Motoren in Reihe (1000 V je Motor).
3. Drei Gruppen zu je zwei Motoren in Reihe (1500 V je Motor).

Der Nutzbremshebel arbeitet auf die Vorschaltwiderstände im Erregerkreis und schaltet dabei folgende Zusammenstellungen:

1. Alle sechs Motoren in Reihe gegen Netz.
2. Vier Motoren in Reihe gegen Netz, zwei Motoren abgetrennt.
3. Zwei Gruppen zu je drei Motoren in Reihe gegen Netz.

Von den Steuerungen der Lokomotiven wäre zu erwähnen, daß die Folgen 3 und 4 elektropneumatische Schützen für 65 V besitzen, während Folge 1, 2 und 5 derartige Schützen für 110 V nur zum Unterbrechen des Hauptstromes und zur Abschaltung des Motoranker-Anlaßwiderstandes verwendet, und das Fahrtwenden sowie die Gruppierung der Motoren einer mittels Preßluftkolben und Zahnstange angetriebenen Nockenschaltwalze mit Kontakthebelschaltern überweisen. Die Schaltung der Erregerwiderstände erfolgt durch elektromagnetische Schützen.

Die weiteren Ausrüstungsstücke bieten nichts Bemerkenswertes. Besonderer Wert wurde auf das sichere und sehr schnelle Schalten der Lokomotiv-Hochspannungsschalter gelegt, um Beschädigungen der Ausrüstung bei Kurzschlüssen möglichst vorzubeugen.

Elektrische Lokomotiven der Paulistabahn, Brasilien.

| Folge | Baufirma | Jahr | Stück | Achsfolge | Gewicht in Tonnen | | | | Größte Zugkraft kg | Geschwindigkeit km/h | | Durchmesser m | | Motoren | | Ü | Verwendung |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Gesamt | Reibungs | mech. Teil | elektr. Teil | | Regel | Größte | Triebräder | Laufräder | Zahl | Einzelleistung in PS | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
| 1 | Westinghouse. | 1921 | 2 | 2D—D2 | 127,7 | 92,3 | — | — | 23135 | 70 | 105 | 1,6 | 0,915 | 4 | 2×280 | 28:86 | P |
| 2 | Westinghouse. | 1921 | 2 | C—C | 105,8 | 105,8 | — | — | 26535 | 35 | 65 | 1,016 | — | 6 | 280 | 16:63 | G |
| 3 | General Electric Co. .... | 1921 | 4 | 2B—B2 | 108,86 | 72,58 | 70,5 | 38,36 | 21773 | 65 | 85 | 1,067 | 0,915 | 4 | 470 | 30:70 | P |
| 4 | General Electric Co. .... | 1921 | 8 | B—B | 90,72 | 90,72 | 52,36 | 38,36 | 27216 | 33,5 | 45 | 1,067 | — | 4 | 470 | 18:82 | G |
| 5 | Metropolitan Vickers Co.. | 1926 | 1 | 1C—C1 | 100.0 | 84,0 | 59,0 | 41,0 | 21000 | 80 | 105 | 1,067 | 0,915 | 6 | 390 | 1:2,18 | P |

Bemerkungen: Zu Spalte 10: Die „Regel"-Geschwindigkeit ist die Geschwindigkeit bei 1 h-Leistung der Lokomotive.
„ „ 16: Ü = Übersetzungsverhältnis von Motorwelle auf Triebachse.
„ „ 17: P = Personenzuglokomotive, G = Güterzuglokomotive.
Spalte 14 multipliziert mit Spalte 15 (1 h-Leistung des Einzelmotors) ergibt die 1 h-Leistung der Lokomotive.

Die 1 h-Zugkraft in kg ergibt sich nach der Formel $Z_{1h} = \frac{\text{1 h-Leistung der Lokomotive} \times 270}{\text{Regelgeschwindigkeit}} = \text{Spalte } \frac{(14 \times 15) \times 270}{\text{Spalte } 10}$.

# Die Umstellung der Fahrzeugbeleuchtung auf Ölgas im besonderen im Bezirk der Reichsbahndirektion Berlin.

Von Ing. **Hermann Klitzing**, Berlin-Lichterfelde.

Während des Krieges mußte für die Fahrzeugbeleuchtung das Steinkohlengas eingeführt werden, da die für die Erzeugung des Fettgases erforderlichen Rohstoffe gar nicht, oder nur sehr schwer und mit großem Kostenaufwand zu beschaffen waren. Nachdem jetzt die Beschaffung der Rohstoffe wieder ohne Schwierigkeiten möglich ist, wurde die Wiedereinführung der Ölgasbeleuchtung für das Gebiet der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft beschlossen.

Maßgebend für die Umstellung der Gasbeleuchtung waren folgende Gründe:

a) die mangelhafte Beleuchtung der Abteile durch Steinkohlengas, die fortgesetzt zu Klagen der Fahrgäste Anlaß gab;
b) die Beschädigungen der Rohrleitungen und der gesamten Armatur durch Anfressungen, die durch den Sauerstoffgehalt des Steinkohlengases bedingt waren;
c) die leichtere Entzündbarkeit des Steinkohlengases gegenüber dem Ölgas.

Von der sofortigen allgemeinen Einführung der elektrischen Beleuchtung aller bisher noch mit Gas beleuchteten Wagen — hauptsächlich der im Nahverkehr laufenden — mußte abgesehen werden, weil die Ausrüstung des gesamten Wagenparks mit der maschinellen Ausrüstung, die hierfür erforderlich wird, einen außerordentlichen Kapitalaufwand verursacht. Außerdem lag damals ein endgültiges Maschinensystem für die elektrische Zugbeleuchtung noch nicht fest. Ferner zieht sich diese Umstellung wenigstens einige Jahre hin, während die Verbesserung der Beleuchtung innerhalb verhältnismäßig kurzer Zeit durchgeführt sein mußte.

Die Umstellung der Fahrzeugbeleuchtung kann nunmehr als beendet angesehen werden. Der allmähliche Übergang von der einen auf die andere Beleuchtungsart hat sich auf gerade

ein Jahr erstreckt. Die zur Erzeugung des Gases dienenden Ölgasanstalten hat die Firma Jul. Pintsch A.-G., Berlin, auf Bahngelände errichtet. Zur Zeit sind 40 Anstalten im Betrieb. Die größte dieser Anlagen ist die Ölgasanstalt Rummelsburg im Bezirk der Reichsbahndirektion Berlin mit einer Leistungsfähigkeit von 500 m³ in der Stunde. Die nächstgrößten sind die

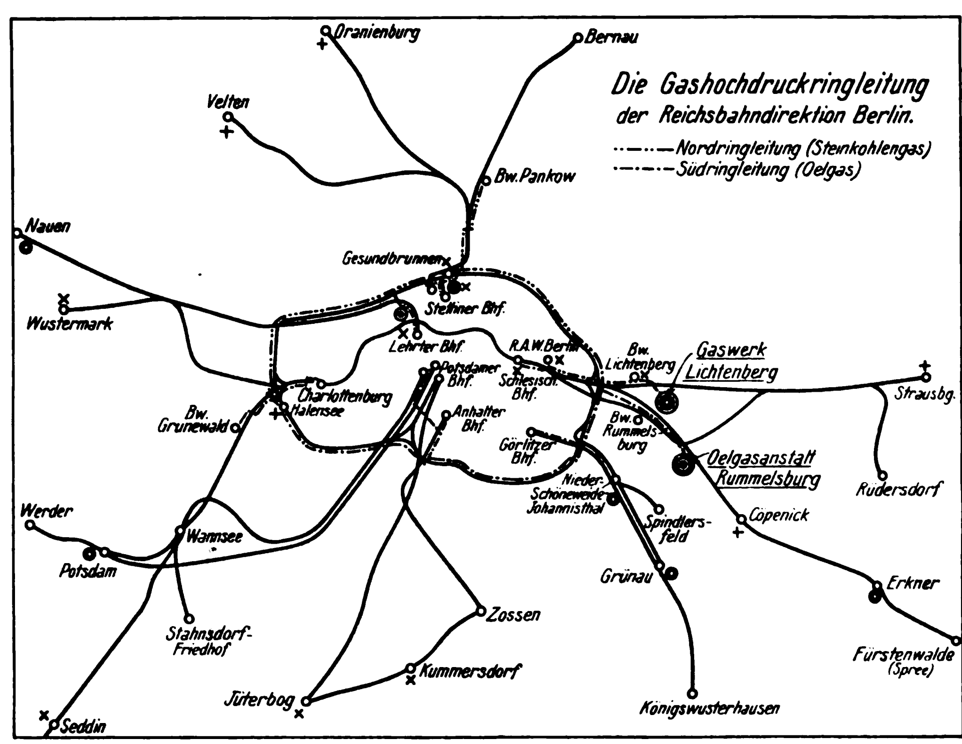



Abb. 1.

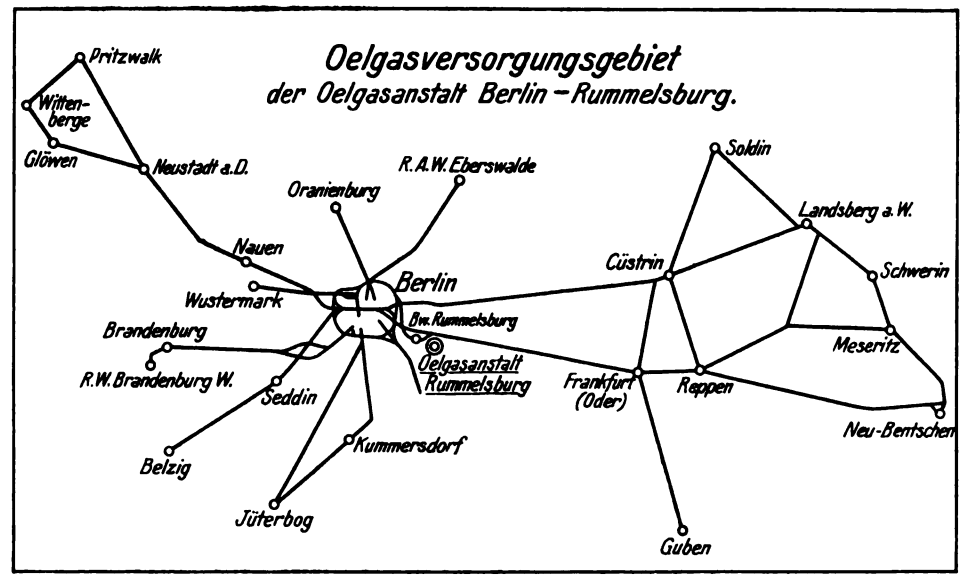



Abb. 2.

Ölgasanstalten Essen, Frankfurt (M.) und Köln mit einer Leistungsfähigkeit von 250 m³ in der Stunde. Von den übrigen Anstalten sind eine für eine Leistungsfähigkeit von 150 m³ in der Stunde, 13 für 100 m³ in der Stunde, 8 für 50 m³ in der Stunde, 13 für 37 m³ in der Stunde und eine für 25 m³ in der Stunde erzeugte Ölgasmenge eingerichtet.

Die Gasanstalt zur Versorgung des Reichsbahndirektionsbezirks Berlin befindet sich auf dem Gelände des Verschiebebahnhofs Rummelsburg. Die Anstalt liefert das für die Fahrzeugbeleuchtung des Bezirks und der anschließenden Versorgungsgebiete erforderliche Ölgas (Abb. 2).

Diese, wie erwähnt, größte Ölgasanstalt Rummelsburg ist am 6. Mai 1926 in Betrieb genommen worden. Um eine allmähliche Leistungssteigerung zu erreichen und dem Betrieb die Umstellung auf die neue Beleuchtungsart zu erleichtern, wurde die um den ganzen Berliner Bezirk laufende Hochdruckleitung abschnittweise gesperrt, das vorhandene Steinkohlengas nach Möglichkeit verbraucht und nach 24 Stunden Ölgas in die Leitung eingelassen.

Am 6. Mai 1926 erfolgte die Inbetriebnahme der Verbindungsleitung von der Ölgasanstalt zur Ringleitung, so daß mit diesem Tage der Verschiebe- und Abstellbahnhof Rummelsburg, die hier angeschlossen sind, auf Ölgas umgestellt waren.

Am 8. Mai 1926 folgte der Görlitzer Bahnhof. Am 10. Mai 1926 der Anhalter und Potsdamer Bahnhof. Hiermit war die gesamte Südringleitung an die Ölgasanstalt angeschlossen, während die Nordringleitung bis zum 1. August 1928 durch das Gaswerk Lichtenberg mit Steinkohlengas gespeist wird. Diese Maßnahme ist durch einen bestehenden Gaslieferungsvertrag mit den Städtischen Gaswerken Berlin erforderlich geworden. Dieser Vertrag verpflichtet die Reichsbahndirektion Berlin zur Abnahme einer bestimmten Mindestmenge Steinkohlengas bis zum 1. August 1928.

Um die vertraglich festgelegte Verbrauchsmenge sicher zu stellen, werden sämtliche Stadt-, Ring- und Vorortzüge, ausgenommen die Züge der Wannseebahn und der Strecken Berlin—Zossen und Berlin—Potsdam—Werder, weiterhin mit Steinkohlengas beleuchtet.

Die nicht an der Südringleitung gelegenen Bahnhöfe Lehrter Bahnhof, Stettiner Bahnhof und Schlesischer Bahnhof müssen für die Versorgung der Fernzüge das erforderliche Ölgas durch Gaskesselwagen zugeführt erhalten. Der Abstellbahnhof Grunewald ist durch eine besondere 250 m lange Verbindungsleitung an die Südringleitung angeschlossen worden. Hierdurch entfällt die Versorgung dieses Bahnhofs mit Gaskesselwagen. Um die ausreichende Belieferung des Lehrter und Stettiner Bahnhofs mit Ölgas sicher zu stellen, ist auf ersterem eine zur Gaspreßpumpe umgebaute Knorrbremspumpe und auf letzterem eine Gaspreßpumpe Bauart „Gefma" aufgestellt worden.

Die Lage der Ringleitung, sowie deren Speisung durch das Gaswerk Lichtenberg und die Ölgasanstalt Rummelsburg ist aus Abb. 1 ersichtlich. Ferner sind die Füllbahnhöfe, die durch Gaskesselwagen versorgt werden müssen besonders gekennzeichnet.

Die weitere Verwendung von Steinkohlengas in der nördlichen Ringleitung bedingt den weiteren Betrieb der vorhandenen Steinkohlengaspreßanlagen in den Vororten. Diese Preßanlagen beziehen das ungepreßte Gas aus den nahe gelegenen Vorort-Gasanstalten und pressen es auf einen Druck von 15 atm. In der Abb. 1 sind diese Anlagen durch einen ○ kenntlich gemacht. Derartige Anlagen befinden sich in Niederschöneweide, Grünau, Erkner, Nauen und Potsdam. Selbst-



verständlich verfügen das Gaswerk Lichtenberg und die Ölgasanstalt Rummelsburg über eigene, der großen Leistung entsprechende Preßanlagen.

Die bereits erwähnten Überpreßanlagen für Ölgas am Lehrter und Stettiner Bahnhof, die zum restlosen Entleeren der Gaskesselwagen dienen und das Ölgas in Vorratsbehälter pumpen, sind durch ⊙ bezeichnet.

Ferner sind in der Abb. 1 sämtliche Bahnhöfe, die Gas durch Gaskesselwagen beziehen, besonders bezeichnet und zwar für Steinkohlengas mit einem + und für Ölgas mit einem ×.

Für den Transport des Gases an die Bahnhöfe, die nicht an der Ringleitung liegen oder beide Gasarten benötigen, befinden sich zur Zeit 24 Gaskesselwagen im Umlauf.

Die Belieferung der angeschlossenen Versorgungsgebiete mit Ölgas erfolgt durch Gaskesselwagen, die den betreffenden Reichsbahndirektionen gehören.

Zur Zeit wird Ölgas abgegeben an die Bahnhöfe Jüterbog, Kummersdorf (Reichsbahndirektion Halle), Neustadt/Dosse, Glöwen, Wittenberge, Pritzwalk (Reichsbahndirektion Altona), Brandenburg, Belzig (Reichsbahndirektion Magdeburg), Soldin, Küstrin, Landsberg (W.), Frankfurt (O.), Reppen, Neu-Bentschen, Meseritz, Schwerin (Warthe), Guben (Reichsbahndirektion Osten).

In Abb. 2 ist das gesamte Versorgungsgebiet dargestellt.

Infolge des gemischten Betriebes im Bezirk der Reichsbahndirektion Berlin bereitet die ordnungsmäßige Versorgung der einzelnen Bahnhöfe mit Gas erhebliche Schwierigkeiten. Insbesondere macht sich die verschiedenartige Beleuchtung innerhalb der Stadt-, Ring- und Vorortbahn unliebsam bemerkbar, wenn gesteigerter Ausflugsverkehr oder sonstige Anlässe eine geänderte Verteilung der Wagen erforderlich machen.

Nach Ablauf des Vertrages mit dem Gaswerk Lichtenberg, d. h. nach vollständiger Einführung der Ölgasbeleuchtung werden vorstehende Schwierigkeiten beseitigt und die Versorgung des Bezirks gestaltet sich wesentlich einfacher. Durch Einführung des elektrischen Zugbetriebes auf den Berliner Stadt-, Ring- und anschließenden Vorortstrecken tritt eine bedeutende Verminderung des Gasverbrauchs und Vereinfachung der Versorgung ein.

Entgegen der vielfach vorhandenen Meinung, daß nach Einführung des elektrischen Betriebes nur noch eine verschwindende Menge Ölgas benötigt wird, soll an dieser Stelle noch darauf hingewiesen werden, daß die zur Zeit verbrauchte Ölgasmenge von durchschnittlich monatlich **160000 m³** auch fernerhin benötigt wird, denn auf den Strecken, die nach dem zunächst aufgestellten Plan auf elektrischen Betrieb umgestellt werden sollen, werden die Fahrzeuge zur Zeit mit Steinkohlengas beleuchtet.

# Berichte.

## Lokomotiven und Wagen.

### Neue Personenwagen III. Klasse der Italienischen Staatsbahnen.

Die guten Erfahrungen, welche bisher in Italien mit Personenwagen eiserner Bauart gemacht wurden und besonders das Verhalten eines italienischen Stahlwagens anläßlich des folgenschweren Zusammenstoßes am 24. April 1924 auf der St. Gotthard-Strecke, bei dem dieser Wagen trotz seiner Einteilung als zweiter hinter der Lokomotive nur Deformationen erlitt, sonst aber dem Anprall vollkommen standhielt, — ein Umstand dem alle darin befindlichen Reisenden ihre Unversehrtheit verdankten, — bewog die italienische Staatsbahnverwaltung ihren Wagenpark durch eine größere Anzahl von Personenwagen solcher Bauart zu ergänzen. In der „Rivista tecnica delle ferrovie italiane“ Nr. 2, Jahrg. 1927 wird ein Drehgestell-Stahlwagen III. Klasse, der von den bisherigen Ausführungen in Italien wesentlich abweicht, beschrieben. Die Hauptdaten sind folgende:

| | |
|---|---|
| Größte Länge über Puffer | 21000 mm |
| Drehzapfenabstand | 14520 „ |
| Drehgestellradstand | 2500 „ |
| Größte äußerste Wagenbreite | 3000 „ |
| Höhe des Wagens über SO. | 3835 „ |
| Seitengangbreite | 744 „ |
| Gewicht | 43 t |

Der Wagen ist mit der selbsttätigen Westinghouse- und Vakuumbremse, mit elektrischer Akkumulatorenbeleuchtung, Dampfheizung System Westinghouse mit selbsttätiger Regelung durch Thermostaten ausgestattet. Zahl der Abteile 10 mit insgesamt 80 Sitzplätzen. Er hat Tonnendach, herablaßbare Fenster in Messingrahmen, die mit einer Ausgleichvorrichtung einer besonderen italienischen Bauart versehen sind.

Die nicht versperrbaren Schiebetüren der Abteile sind mit einer Vorrichtung versehen, welche die Türe in der offenen und geschlossenen Stellung festhält und das lästige Rütteln während der Fahrt hintanhält. Der Wasserauslauf im Abort steht mit dem Wasserhauptbehälter und zwei je 1 l Wasser fassenden Hilfsbehältern in Verbindung. Der Handgriff des Wasserauslaufs hat zwei symmetrisch liegende Stellungen. In jeder Stellung wird der eine Hilfsbehälter mit dem Ausfluß und der zweite mit dem Hauptbehälter in Verbindung gesetzt. Ein Entleeren des Hauptbehälters bei Belassung des Wasserhahnes in der geöffneten Stellung ist daher ausgeschlossen.

Auch bei der Notbremse sind Änderungen eingeführt worden. Als Übertragung zwischen Handgriff und Ventil dient anstatt der üblichen Ketten oder Drahtseile, die bei der Betätigung oft reißen, eine starre Eisenstange von 6 mm Durchmesser; ferner erfolgt die Öffnung des unter Druck von 4 bis 5 kg/cm² stehenden Ventils unter Mitwirkung einer gespannten Feder.

Derzeit stehen auf den Linien der Italienischen Staatsbahnen 500 Stück Stahlwagen und zwar 270 Stück I. und II. und 230 Stück III. Klasse in Verwendung; 80 Stück III., 120 Stück II. und 100 Stück I. Klasse sind im Bau begriffen. F. A.

### 2 C - h 4 Schnellzuglokomotive der englischen Great Western-Bahn.

Die neue Lokomotivbauart, von der insgesamt 20 Stück in den Bahnwerkstätten zu Swindon gebaut werden — die erste Lokomotive ist schon fertiggestellt und soll bei der Jahrhundertfeier der Baltimore- und Ohio-Bahn in Amerika vorgeführt werden — ist z. Z. die leistungsfähigste englische Schnellzuglokomotive. Sie ist für die Expreßzüge nach South Devon und Cornwall bestimmt, die mit großen Geschwindigkeiten über schwieriges Gelände verkehren, darunter der Expreßzug von London nach Plymouth, der seit 24 Jahren die längste Strecke der Welt ohne Aufenthalt durchfährt und über eine Entfernung von 336 km eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 89 km/h erreicht.

Die Great Western-Bahn hat schon bisher verschiedene 2 C-Bauarten verwendet. Die neue King-Klasse übertrifft aber diese mit 90,5 t Lokomotivgewicht gegen 80,8 bzw. 76,6 t ganz bedeutend und kommt sogar nahe an die als „Großer Bär“ bekannte 2 C 1-Bauart heran, die sie jedoch hinsichtlich der Leistungsfähigkeit ebenfalls übertrifft. Die größte Zugkraft der King-Klasse soll 18300 kg betragen, die des „Großen Bären“ nur 12600 kg.

Die Lokomotive ist in manchen Teilen bemerkenswert, weil es nicht leicht war, die bei einem Treibachsdruck von 22,9 t sich ergebende große Leistungsfähigkeit innerhalb der engen englischen Umgrenzungslinie unterzubringen.

Abweichend von allen bisherigen Ausführungen besitzt die führende Drehgestellachse Außenlager, die zweite Achse dagegen Innenlager. Die Rahmenwangen des Drehgestells sind entsprechend

abgekröpft. Diese Anordnung war erforderlich, um genügend Raum für die Unterbringung der vier Zylinder zu schaffen. Die Außenzylinder sitzen über der hinteren Drehgestellachse, die Innenzylinder über der vorderen; der Rahmen des Drehgestells weicht also jeweils den Zylindern aus. Die Heusingersteuerung liegt innen; die Schieber der Außenzylinder werden durch Übertragungshebel bewegt. Die Innenzylinder treiben die erste, die Außenzylinder die zweite Kuppelachse an. Die Federn der Treib- und Kuppelachsen sind durch Ausgleichhebel verbunden, eine Ausführung, die auf dem Festland und in Amerika ziemlich allgemein üblich, in England dagegen erst neuerdings übernommen worden ist. Der Kessel hat die bei der Eigentumsbahn schon seit vielen Jahren übliche kegelige Bauart ohne Dom und mit Belpaire-Stehkessel; der Dampf wird aus einem unter der Stehkesseldecke liegenden Rohr entnommen. Die lange, schmale Feuerbüchse und die Stehbolzen sind aus Kupfer. Das Speisewasser wird durch den auf dem Langkessel sitzenden Sicherheitsventiluntersatz in den Kessel geführt. Der Swindon-Überhitzer umfaßt nur 16 Schlangen; er scheint nach neueren Anschauungen sehr knapp bemessen. Welche Gründe zu dieser Ausführung, unter der die Wirtschaftlichkeit der Lokomotive leiden dürfte, geführt haben, ist in der Quelle leider nicht angegeben. Bemerkenswert ist dagegen die Erhöhung des Kesseldrucks auf 17,6 at. Schließlich ist noch, wie schon bei einigen anderen, neueren englischen Lokomotiven, auch im vorliegenden Fall auf eine bequemere und geschütztere Einrichtung des Führerhauses Wert gelegt worden. Zur Ausrüstung gehört unter anderem die Luftsaugebremse, die auf sämtliche gekuppelte Räder wirkt, und eine akustische Zugbeeinflussungsvorrichtung im Führerhaus. Der Tender ist dreiachsig und besitzt Einrichtung zum Auffüllen des Wasservorrats während der Fahrt.

Die Hauptabmessungen der neuen Lokomotive, verglichen mit denen der früheren Castle-Klasse sind:

| | Castle-Klasse 2C-h4 | King-Klasse 2C-h4 | |
|---|---|---|---|
| Kesselüberdruck | 15,8 | 17,6 | at |
| Zylinderdurchmesser | 4 × 406 | 4 × 413 | mm |
| Kolbenhub | 660 | 711 | „ |
| Kesseldurchmesser, außen, vorn | 1573 | 1683 | „ |
| „ „ hinten | 1753 | 1829 | „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | — | 2724 | „ |
| Länge des Stehkessels, außen | 3048 | 3705 | „ |
| Länge des Langkessels | 4521 | 4877 | „ |
| Heizfläche — im ganzen — H | 215 | 234 | m² |
| Rostfläche R | 2,8 | 3,2 | „ |
| Durchmesser der Treibräder | 2045 | 1981 | mm |
| „ „ Laufräder | 965 | 914 | „ |
| „ „ Tenderräder | — | 1257 | „ |
| Fester Achsstand (Kuppelachsen) | 4496 | 4953 | „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 8306 | 8966 | „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive einschließlich Tender | — | 17513 | „ |
| Ganze Länge der Lokomotive einschließlich Tender | 19856 | 20776 | „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | — | 68,7 | t |
| Dienstgewicht der Lokomotive G | 80,8 | 90,5 | „ |
| Größter Achsdruck | — | 22,9 | „ |
| Dienstgewicht des Tenders | 40,5 | 47,3 | „ |
| Vorrat an Wasser | — | 18,2 | m³ |
| „ „ Brennstoff | — | 6,0 | t |
| Zugkraft nach der Quelle | 14400 | 18300 | kg |
| H:R | 77 | 73 | — |
| H:G | 2,66 | 2,58 | m²/t |
| $H:G_1$ | — | 3.41 | „ |
| Metergewicht | 6,17 | 6,63 | t/m |

(The Railw. Engineer 1927, Juli.) R. D.

**Neue gedeckte Güterwagen bei den Italienischen Staatsbahnen.**

Seit jeher war das Bestreben der Italienischen Staatsbahnverwaltung, den für die italienische Handelsbilanz äußerst wichtigen Export leicht verderblicher Gartenprodukte wie Gemüse und Obst durch Einstellung geeigneter Wagen zu fördern. Diese sollen sowohl in Güterzüge als auch in schnellfahrende Personen- und Schnellzüge eingestellt und in Jahreszeiten, wo der Export derartiger Lebensmittel sich in engen Grenzen bewegt oder gänzlich stockt, auch zur Beförderung anderer Güter herangezogen werden können. Diesen Forderungen entsprechen die in den Jahren 1924 bis 1926 eingestellten 15 000 Stück gedeckte Güterwagen der Reihe Fc, die folgende Hauptdaten aufweisen:

| | |
|---|---|
| Eigengewicht | 11 t |
| Tragfähigkeit | 18 „ |
| Kastenlänge | 8000 mm |
| Rahmenlänge | 8690 „ |
| Länge über Puffer | 9840 „ |

Diese zweiachsige Wagen, welche mit einer Geschwindigkeit bis 85 km/h fahren können, besitzen einen Kasten mit eisernem Gerippe, doppelt verschalten hölzernen Wänden und hölzernem Doppeldach mit Lichtzwischenraum und sind ferner mit verstärkter Zug- und Stoßvorrichtung, Westinghouse-Schnellbremse oder Druckluftleitung, Handbremse und Heizleitung versehen.

Wegen der Verschiedenheit des Bremsvorgangs bei Güter- und Personenzügen mit durchgehender Bremse ist bei diesen Wagen zwischen Bremszylinder und Steuerventil das M—V Umstellventil (merci-viaggiatori = Güter- oder Personenzüge) eingebaut, entsprechend dem „G—P“-Wechsel der Kunze-Knorr-bremse.

Die vier Wände dieses Wagens sind mit insgesamt 16 Fenstern ausgestattet, davon sind vier vergitterte, von innen versperrbare oben, und zwölf mit Jalousien (Fensterläden) versehene, von außen zu schließende Fenster unten angebracht. Dadurch ist einerseits für eine reichliche Lüftung bei Gemüse- und Obstladungen gesorgt, anderseits können die Wagen bei Beförderung von Gütern, die vor Luft und Nässe geschützt werden müssen, dicht abgeschlossen werden.

In ähnlicher Weise sind die zur Beförderung von frischen Fischen, Fleisch und Milch dienenden neuen Kühlwagen gebaut. Sämtliche Wände, der Boden, das Dach und die Türen sind doppelwandig mit Korkisolierung. Auch diese Wagen können sowohl in Güter- als auch in Personen- und Schnellzügen eingestellt werden und sind dementsprechend eingerichtet. F. A.

Riv. tecn. 1927, H. 4.

**Versuche mit der Drolshammer-Güterzugbremse.**

Die Schweizerischen Bundesbahnen erproben (zufolge einer Mitteilung in der Schweizerischen Bauzeitung) schon seit 1923 die Druckluft-Güterzugbremse der Bauart Drolshammer.

Um ebenso wie die Güterzugbremsen Bauart Kunze-Knorr und Westinghouse vom Internationalen Eisenbahn-Verband anerkannt zu werden, mußte die Drolshammer-Bremse entsprechend den neuen Bedingungen des I. E. V. eingehenden Proben unterworfen werden. Die Schweizerischen Bundesbahnen haben einen Versuchszug mit Drolshammer-Bremse ausgerüstet, der im August und September dieses Jahres durch den Brems-Unterausschuß des I. E. V. eingehend untersucht worden ist. Um das Zusammenarbeiten der Drolshammer-Bremse mit den zugelassenen Bremsen Kunze-Knorr und Westinghouse zu erproben, fanden Vorversuche mit Zügen verschiedener Zusammensetzung statt und zwar auf der Strecke Romanshorn—Frauenfeld und zurück und auf der Gefällstrecke Airolo—Biasca. Entsprechend den Bedingungen des offiziellen Programms wurden Züge mit verschiedener Verteilung der Last und der Bremsprozente und gemischte Züge mit Drolshammer-Bremse im vorderen und Westinghouse- oder Kunze-Knorr-Bremse im hinteren Teil verwendet. Die Fahrten im Gefälle wurden programmgemäß z. T. mit verschiedenen Halten und Geschwindigkeiten, z. T. mit gleichmäßiger Geschwindigkeit ohne Anhalten bis unterhalb Giornico ausgeführt. Die Vorversuchsfahrten nahmen einen befriedigenden Verlauf. Die offiziellen Versuche vor dem Unterausschuß des I. E. V. begannen mit Beobachtungen am stehenden Zug. (Messung der Durchschlagsgeschwindigkeit, Beobachtung der Abstufbarkeit,

Messung der Klotzdrücke.) Dann fanden Fahrten auf der Strecke Airolo—Biasca und, weil in der Schweiz keine Strecken zur Vorführung so langer Züge (930 m) zur Verfügung standen, auf der P. L. M.-Strecke Corbril—Montereau statt.

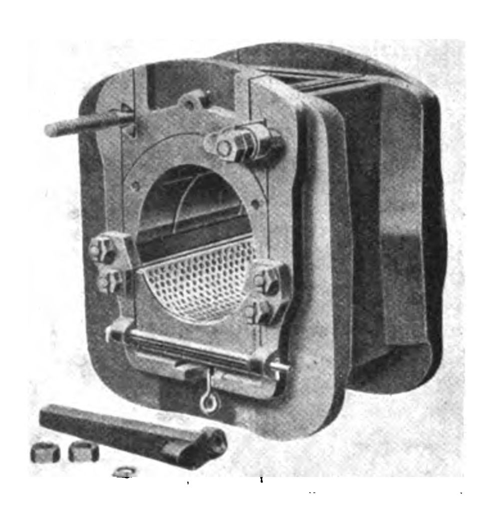
Im Versuchszug sind u. a. eingereiht ein Meßwagen (Dynamometerwagen) am Zugschluß und drei (bzw. zwei) Beobachtungswagen. Diese sind mit Manometern und Amslerschen Registrierapparaten ausgerüstet zur Aufnahme der Drücke in den verschiedenen Räumen des Bremsapparates, mit Telephon und akustischen Apparaten, die die Füll- und Bremsstellung des Führerbremsventils anzeigen und mit Kugelapparaten, die die Stöße nach vorn und hinten angeben. Im Meßwagen werden auch die Geschwindigkeiten, ferner die Bremsmarken aufgezeichnet.

Ergebnisse der Hauptversuchsfahrten sind z. Z. noch nicht bekanntgegeben. W. L.

**Lokomotiv-Treibachslager von Franklin.**

Zum Ausbau des üblichen Treibachslagers muß die Achse über einer Achssenke ausgebaut werden. Weil dabei auch die Stangen abgebaut werden müssen, ist dies ziemlich umständlich und zeitraubend, auch sind viele Betriebswerke gar nicht mit Achssenken ausgerüstet. Die Folge davon ist, daß öfters Achslager, die an sich nachgearbeitet werden sollten, aus Bequemlichkeit oder Mangel an Zeit weiter unter der Maschine belassen und dann meist die Ursache zu noch weiteren Schäden werden.

Die Franklin Railway Supply Co. in New York hat zur Behebung der erwähnten Mißstände ein neues Achslager entworfen, das unter der Lokomotive aus- und eingebaut werden kann, ohne daß die Entfernung des Radsatzes notwendig ist. Das in der Textabbildung dargestellte Achslager besteht aus einem Gehäuse, einem Unterteil und einem Oberteil, das die eigentliche Lagerfläche trägt. Das Gehäuse ist aber im Gegensatz zu der bisherigen Ausführung nicht unten, sondern oben offen. In dieser oberen Öffnung sitzt das Oberteil; die Verbindung der beiden Teile ist mittels Keilen und Gewindebolzen hergestellt.



Treibachslager von Franklin.

Die Lagerfläche besteht aus Rotguß. Zum Ausbau werden zunächst die Bolzen und Keile entfernt, darauf läßt sich das Oberteil herausnehmen und das Gehäuse samt Unterteil nach unten zu ausbauen.

Über die Bewährung des neuen Achslagers im Betrieb liegen noch keine Angaben vor. R. D.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 27.)

# Buchbesprechungen.

**Das deutsche Feldeisenbahnwesen im Weltkrieg 1914—1918.** Band 1: Die Eisenbahnen zu Kriegsbeginn. Bearbeitet im Reichsarchiv. Mit 14 z. T. sechsfarbigen Steindruckkarten und Skizzenblättern, zahlreichen Textskizzen sowie 21 Abbildungen auf Kunstdrucktafeln. Verlag E. S. Mittler & Sohn, Berlin. In rotem Ganzleinenband 20.— *ℛℳ*, im Halblederband 25.— *ℛℳ*. — Allen Angehörigen der Reichsbahn wird das Werk, um die Anschaffung zu erleichtern, bei Einzeichnung in die den Direktionen zugehenden Sammellisten zu einem wesentlich ermäßigten Preise geliefert.

Als ein Teil der amtlichen Veröffentlichungen des Reichsarchivs über die Ereignisse des Weltkrieges beginnt soeben eine geschlossene Darstellung der Leistungen des Feldeisenbahnwesens zu erscheinen. Bisher liegt von dem dreibändigen Werk der erste Band vor, der die Zeiten der Mobilmachung, des Aufmarsches und der ersten Kriegsmonate umfaßt.

Die Schilderung der Kriegsleistungen wird eingeleitet durch eine klare und umfassende Darlegung der Organisation der deutschen Eisenbahnen für ihre Verwendung im Kriegsfalle. Ausgehend von der durch Rücksichten auf die Landesverteidigung mitbestimmten Entwicklung des deutschen Eisenbahnnetzes seit 1870 werden die umfangreichen Vorarbeiten der militärischen Stellen für die Benutzung der Eisenbahnen im Mobilmachungsfalle erörtert. Die große Bedeutung dieser notwendigen Organisation tritt hervor, wenn man die zunächst anschliessenden Abschnitte über das Ingangsetzen des mächtigen Eisenbahnapparates für die Kriegstransporte nach Kriegsausbruch liest. Nur auf Grund der vorhergehenden Schilderungen vermag man voll zu würdigen, was es hieß, daß die deutschen Eisenbahnen in jenen entscheidungsvollen Tagen des Juli und August 1914 die erste, trotz der politischen Gewitterschwüle unvermittelt einsetzende Kraftprobe ohne nennenswerte Störung glänzend bestanden. Daß trotz des Zusammentreffens des allerstärksten Ferien-Reiseverkehrs und der Mobilmachung alle Forderungen der Landesverteidigung erfüllt und der öffentliche Verkehr noch weitgehendst abgewickelt werden konnte, spricht für die Zweckmäßigkeit der damaligen Organisation, die bei aller grundsätzlichen Starrheit beweglich genug war, um Abweichungen vom bestimmten Plan erfolgreich zu bewältigen.

Die ins einzelne gehenden Angaben über die Beförderungsleistungen jener Tage enthalten eine Fülle geschichtlich wertvollsten Materials. Wenn vielleicht die dem Zweck des Werkes entsprechende lückenlose Darstellung der ganzen Aufmarschbewegung im Westen und im Osten des Reichs auch dem einen oder anderen Leser etwas gedehnt erscheinen mag, so wird er nach kurzem Überblick über die Organisation des Feldeisenbahnwesens zu Kriegsbeginn mit um so größerem Interesse, ja vielfach geradezu mit Spannung, den Abschnitten folgen, die das Vorrücken der Eisenbahnen in das Feindesland behandeln. Unterstützt durch glänzendes Kartenmaterial geben die Ausführungen zuerst ein lebendiges Bild von dem Tempo des Vormarsches im Westen, von den mit den Erfolgen der Kampftruppen ständig wachsenden Anforderungen an die Bahnen, die teilweise in stark zerstörtem Zustand, teilweise nahezu unversehrt in deutsche Hände gelangten. Umfang und Art der Wiederherstellungsarbeiten werden unter Beigabe wertvoller Skizzen und Bilder geschildert; die schwierigen betrieblichen Maßnahmen zur erfolgreichen Umgehung der zerstörten Bahnteile und der Strecken, die teilweise wochenlang durch noch in Feindesland befindliche Festungen (Namur, Maubeuge, Antwerpen) gesperrt oder bedroht waren, werden in gedrängter Kürze, aber doch umfassend erörtert; die mit dem Vormarsch unaufhörlich wechselnde Benutzung der Nachschubstrecken findet klare Darstellung.

Eigenartig berührt dabei, daß die eigentlichen Kampfereignisse nur zu kleinen Teilen und dann nur durch Hinweis auf das große Werk „Der Weltkrieg" des Reichsarchivs Erwähnung finden. Und doch lassen allein die Darstellungen der hier und da besonders beschleunigten Wiederherstellungsarbeiten, der Organisation der immer weiter vorrückenden Eisenbahn-Etappenlinien und insbesondere der schon Ende August 1914 einsetzenden Truppenverschiebungen den Leser vollauf alle Teile des gewaltigen Kampfes miterleben, der sich damals zu entwickeln begann. Von besonderem Interesse sind in dieser Beziehung die Eisenbahnleistungen hinter der westlichen Kampffront und für die Wieder-

herstellung einer erträglichen Kriegslage im Osten etwa um die Zeit der Marneschlacht. Deutlich treten hier die großen Ansprüche hervor, die der Mehrfrontenkrieg an die Eisenbahnen in immer steigendem Maße stellen sollte.

Die Schilderungen des vorliegenden Bandes reichen auf dem westlichen Kriegsschauplatz bis November 1914, also bis zu der Zeit, als der Bewegungskrieg dort beendet, die zerstörten Eisenbahnen im wesentlichen wiederhergestellt und in einigermaßen geordnetem Betrieb waren. Anschließend wird dann der Anteil der Eisenbahnen an den kriegerischen Ereignissen des östlichen Schauplatzes behandelt. Truppen- und Flüchtlingstransporte, Zerstörung und Wiederaufbau der Eisenbahnen in Ostpreußen in den ersten beiden Kriegsmonaten, Vormarsch und planmäßig zerstörender Rückzug in Südpolen, Feldbahnbau und -betrieb in Nordpolen in den drei letzten Monaten 1914, Truppenbewegungen für die Winterkämpfe in Masuren und Polen, betriebsfähige Herstellung der teils zerstörten, teils in Breitspur hergestellten Bahnen des Kampfplatzes, geben in umfassender, flotter, bis in das Frühjahr 1915 reichender Schilderung ein treffliches Bild, wie gerade im Osten die Eisenbahnen häufig ausschlaggebend an den militärischen Operationen beteiligt waren. Karten und Bilder dienen auch hier zur Ergänzung des Textes.

Im ganzen darf man das Buch wohl als eines der wenigen bezeichnen, das geschichtliches Material in anregender Form darbietet und auch in sachlicher Kritik zu den geschichtlich gewordenen Ereignissen Stellung nimmt. Wertvoll erscheint die geschlossene Darstellung des gesamten Feldeisenbahnwesens auch als ein mächtiges Zeugnis dafür, daß der Eisenbahner zu den Erfolgen der deutschen Heere auf allen Schauplätzen des vierjährigen Ringens in außerordentlich großem Maße beigetragen hat. Jeder, der im Feldeisenbahndienst gestanden hat, darf deshalb das Buch mit Stolz zur Hand nehmen und wird mit Freude sicher auch eine Fülle von persönlichen Erinnerungen an die große Zeit darin verzeichnet finden.

Dr. Ing. A. Baumann.

**Handbuch für Eisenbetonbau, Der Baustoff und seine Verarbeitung.** Dritter Band, 4. vollkommen neu bearbeitete Auflage, Berlin 1927, Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, 420 Seiten mit 605 Abbildungen, Preis gebunden 28.50 *ℛℳ*.

Der Stoff ist in fünf Abschnitte gegliedert: Der Beton (von H. Burchartz), Betonmischmaschinen (von E. Jordan), Fördern und Verarbeiten von Beton (von H. Schluckebier), das Eisen und seine Verarbeitung (von H. Schluckebier und schließlich Schalung und Rüstung (von O. Rappold). Das vorliegende Werk erscheint bereits in 4. Auflage, während von dem gesamten Handbuche für Eisenbetonbau die 3. Auflage noch nicht vollständig abgeschlossen ist. Das ist bezeichnend für die rasch vorwärts drängende Arbeit, die gerade auf dem Gebiete der Zusammensetzung und der Verarbeitung des Betons in den letzten Jahren geleistet wurde; es bekundet aber auch den erfreulichen Willen der Verfasser wie des Verlags, mit der raschen, ja stürmischen Entwicklung der Wissenschaft Schritt zu halten. Die im Text genannten Quellen reichen vielfach bis in das Jahr 1926, ja selbst 1927 herauf. Der Benutzer des Buches hat also durchaus die Gewähr, daß er mitten in die neuesten Fortschritte und Erfahrungen hineingeführt wird. Das gilt nicht nur von den wissenschaftlichen Grundlagen der Baustoffkunde, sondern ebenso von den mitgeteilten Ausführungsbeispielen, die durchaus vom Geiste der Arbeitsrationalisierung (der sogenannten wissenschaftlichen Betriebsführung) getragen sind. Die vier Bearbeiter haben damit ein einheitlich-lebendiges, frisches Werk geschaffen, das der lebhaftesten Anerkennung sicher sein darf.

Dr. Bl.

**„Übersicht über den Waggonbau"** von Ernst Kreissig, Abteilungsleiter und Oberingenieur der Waggonfabrik A.-G. Uerdingen. Verkehrstechnische Bücherei, Band 5, 2. Auflage, 1927. Verlag Bruno Volger, Verlagsbuchhandlung, Leipzig. Ladenpreis 10.– *ℛℳ* (in Ganzleinenband).

Das Buch enthält fünf Abschnitte. Der erste behandelt die Einteilung der Wagen nach dem Verwendungszweck (Personenwagen, Güterwagen, Spezialwagen), der zweite und dritte Abschnitt die Bauarten der Wagen und der Einzelteile, insbesondere die Bauart der Untergestelle, Drehgestelle und Laufgestelle sowie der Federn, Federhängungen und der Zug- und Stoßvorrichtungen. Im vierten Abschnitt sind die Bremsantriebe, Bremsgestänge, Motorhängungen, Sandstreuer und Bahnräumer beschrieben. Der fünfte Abschnitt bringt eine Darstellung der Personenwagen- und Güterwagenkästen, er enthält auch nähere Ausführungen über die Bauweisen der Türen, Fenster und Inneneinrichtungen sowie der Beleuchtungs- und Heizungseinrichtungen.

Das Buch ist eine wertvolle Ergänzung des 1. Bandes der Verkehrstechnischen Bücherei „Theoretisches aus dem Waggonbau", der von demselben Verfasser stammt. Das Studium des Buches ist jedem Eisenbahnfachmann zu empfehlen.

Sorger.

# Verschiedenes.

**Internationale Gemeinschaftsarbeit in der Technik, Weltkraftkonferenz Berlin 1930.**

Unter den internationalen Veranstaltungen auf dem Gebiete der Technik nimmt die Organisation der Weltkraftkonferenz eine Sonderstellung ein. Im Jahre 1924 gegründet, war sie mit eine der ersten internationalen Konferenzen, an denen Deutschland von Anfang an völlig gleichberechtigt mitarbeitete. In den wenigen Jahren ihres Bestehens hat sie es verstanden, sämtliche an Kraftfragen interessierten Länder zu Mitgliedern zu gewinnen. Zur Zeit gehören ihr 46 Länder an.

Der Sitz des Zentralbüros, das von Direktor Dunlop geleitet wird, ist London. Die einzelnen Länder sind durch nationale Komitees in der Gesamtorganisation vertreten. Das Deutsche Nationale Komitee ist als besonderer Ausschuß beim Deutschen Verband Technisch-Wissenschaftlicher Vereine gegründet worden und setzt sich aus drei großen Gruppen zusammen: den in Betracht kommenden Reichsbehörden, den wissenschaftlichen Organisationen und den Wirtschaftsverbänden. Auf diese Weise ist die bestmögliche Förderung der Ziele der Weltkraftkonferenz durch Deutschland gewährleistet. Vorsitzender des deutschen Komitees ist Generaldirektor Dr. Köttgen, Geschäftsführer Professor Dr. C. Matschoß, Direktor des Vereins deutscher Ingenieure. Die Geschäftsstelle befindet sich im Ingenieurhaus, Berlin NW 7.

An Zusammenkünften sind satzungsmäßig Voll- und Teilkonferenzen vorgesehen. Die letzten sollen nur Sonderfragen behandeln und ihren räumlichen Geltungsbereich auf bestimmte Erdteile erstrecken. So fand z. B. die erste dieser Teilkonferenzen 1926 in Basel statt mit dem Thema: „Wasserkraftnutzung und Binnenschiffahrt" (in Anlehnung an die damals in Basel stattgefundene internationale Ausstellung gleichen Namens)*). Die zweite Teilkonferenz wird im nächsten Jahre (1928) in London abgehalten, und zwar wird sie sich ausschließlich Brennstofffragen widmen. Eine weitere Teilkonferenz wird im Oktober 1929 in Tokio tagen, in Zusammenhang mit dem zu gleicher Zeit in Tokio stattfindenden und von Japan einberufenen Internationalen Ingenieurkongreß.

Die großen Mittelpunkte der Tagungen sind jedoch die Vollkonferenzen, die nur in längeren Zeiträumen stattfinden, und an denen sämtliche nationalen Komitees beteiligt sind. In bester Erinnerung steht noch die wohlgelungene erste Vollkonferenz in London vom Jahre 1924, die vom englischen Königshause und von der englischen Regierung in jeder Beziehung gefördert wurde und als glanzvollen Hintergrund die Ausstellung in Wembley hatte. In zwei Jahren, im Jahre 1930 wird die Zweite Weltkraftkonferenz vor sich gehen. Auf Beschluß des Internationalen Hauptausschusses der Weltkraftkonferenz, der in diesem Jahre im September in Cernobbio bei Como tagte, wird sie in Deutschland abgehalten werden, und zwar hat das Deutsche Nationale Komitee der Weltkraftkonferenz Berlin als Tagungsort gewählt. Über das Programm im einzelnen sind noch Verhandlungen im Gange. Soviel kann schon heute gesagt werden, daß neben dem umfangreichen Vortragsteil eingehende Studienreisen nach allen wichtigen Kraftzentren Deutschlands geplant sind, die den Teilnehmern einen umfassenden Überblick über die deutsche Kraftwirtschaft geben sollen.

*) Siehe Organ 1926, Seite 377 und 410.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. – C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**83. Jahrgang** | **15. Januar 1928** | **Heft 2**


## Zur Rheinisch-Westfälischen Städtebahnfrage Köln—Dortmund.


Von o. Professor Dr. Ing. **Louis Jänecke,** Reichsbahnoberrat a. D.


Einleitung: Sonderheiten der Städtebahn — Anlagekapital — Verkehr — Einnahmen — Fahrplan — Ausgaben — Schluß.

### Einleitung: Sonderheiten der Städtebahn.

Eine der interessantesten und wirtschaftlich bedeutungsvollsten Fragen, die zur Zeit Eisenbahn und Wirtschaftskreise und vor allen Dingen natürlich die Bevölkerung des Rheinisch-Westfälischen Industriegebietes beschäftigt, ist die Frage der **Bauwürdigkeit** der Rheinisch-Westfälischen Städtebahn (Abb. 1).

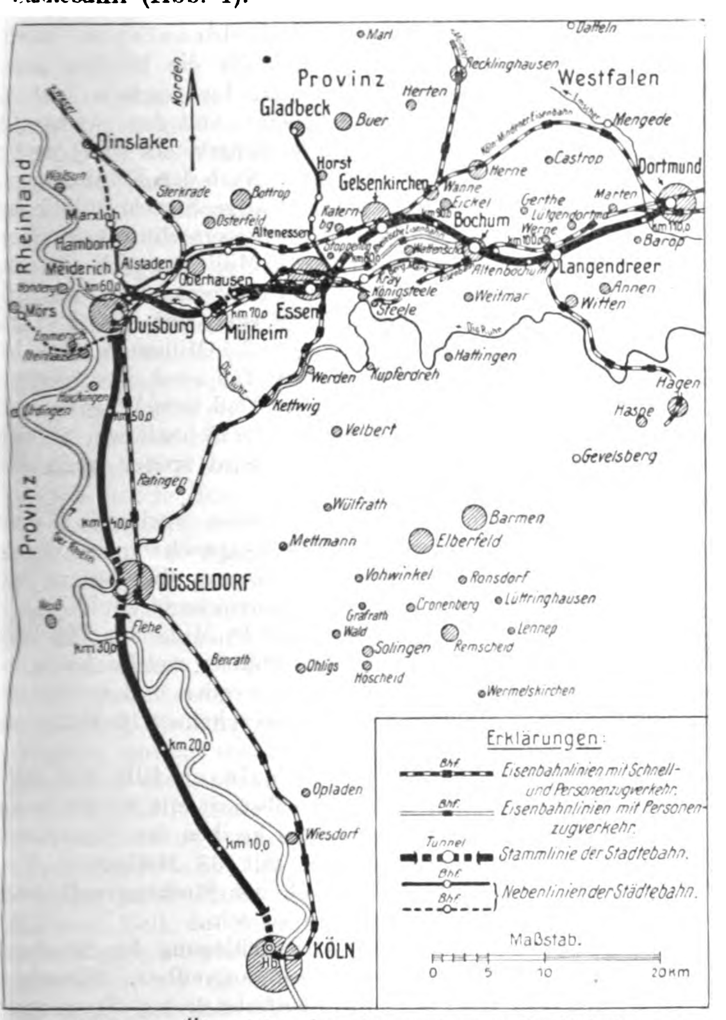



Abb. 1. Übersichtsplan der geplanten Städtebahn.

Linienführung, technische Grundlagen, Fahrplangestaltung usw. können aus den zahlreichen Veröffentlichungen als bekannt vorausgesetzt werden. Hier sei daher nur noch auf einige der wichtigsten Sonderheiten der Städtebahn hingewiesen, die sie einerseits von den Schnellbahnen in den Großstädten und anderseits von den Fernbahnen unterscheidet.

**Die Städtebahn hat keine Tariffreiheit.** Sie darf keine billigeren Tarife haben als die Reichsbahn. Diese Abhängigkeit der Schnellbahn von der Tarifbildung der Reichsbahn ist um so wichtiger für ihre Verkehrsbelastung, als im Industriegebiet für den Ortsverkehr kein Ausnahmetarif wie in Berlin besteht. Die Abhängigkeit der Städtebahn von der Tarifbildung der Reichsbahn ist somit von entscheidender Bedeutung für den Verkehr und die Wirtschaftlichkeit der Bahn. Auch der Fortfall der vierten Klasse bei der Städtebahn — sie führt nur die zweite und dritte Klasse — spielt eine große Rolle in der Beurteilung der Verkehrsabwanderung zur Städtebahn.

Ein Anreiz zur Benutzung der Schnellbahn kann daher nur durch eine größere Beschleunigung der Züge, Verdichtung des Zugverkehres und Schaffung eines starren Fahrplanes erreicht werden. Die Studiengesellschaft für die Städtebahn hat dies natürlich auch erkannt und plant die bisher nirgends dauernd durchgeführte Höchstgeschwindigkeit von 130 km in der Stunde zwischen Köln und Duisburg. Auch auf den übrigen Strecken zwischen Duisburg und Dortmund und auf den Nebenlinien sind sehr hohe Geschwindigkeiten vorgesehen. Weiter ist ein starrer Fahrplan mit ½stündiger Zugfolge zwischen Köln und Duisburg und mit ¼stündiger Zugfolge auf den übrigen Strecken entworfen.

Um eine möglichst große Reisegeschwindigkeit zu erreichen, ist die Zahl der Stationen auf der Hauptlinie Köln—Dortmund auf weniger als die Hälfte der bei der Reichsbahn vorhandenen Bahnhöfe, auf neun, eingeschränkt. In den Städten ist im Gegensatz zu Stadtschnellbahnen und zur Reichsbahn immer nur der Bau eines einzigen Bahnhofes beabsichtigt. Auf der 58 km langen Strecke Köln—Duisburg liegt also nur ein Bahnhof Düsseldorf und auf der 55 km langen weiteren Hauptstrecke von Duisburg nach Dortmund sind nur sechs Bahnhöfe angenommen. Im Gegensatz dazu finden wir auf den 54 km der Nebenlinien alle 2 bis 3 km Bahnhöfe.

Durch die große Entfernung der Bahnhöfe auf der Hauptstrecke ergibt sich eine durchschnittliche Reiselänge von 24 bis 25 km. Sie ist doppelt so lang wie auf dem fast dreimal ausgedehnteren Netz der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen und der Hoch- und Untergrundbahn in Berlin. Eine einfache Fahrkarte dritter Klasse kostet daher bei dieser großen Reiselänge und dem wesentlich höheren Tarif als in Berlin 1,20 *R.M*, also sechsmal so viel wie auf den Schnellverkehrsmitteln der Hauptstadt.

Die Städtebahn läuft auf lange Strecken parallel oder in unmittelbarer Nähe der Reichsbahnlinien her. Von den Nebenbahnlinien abgesehen werden also im allgemeinen keine neuen Siedlungsgebiete erschlossen. Die Schätzungen des Abwanderungs- und Neuverkehres sind dadurch sehr erschwert. Auch der Umstand, daß sich beim Bau der Bahn in gewisser Hinsicht zwei Interessengruppen gegenüberstehen, nämlich die Städte, die die Bahn wünschen, und der Bergbau und die Reichsbahn, denen sie unerwünscht und unnötig erscheint, ist für eine unparteiische Wirtschaftsberechnung ungünstig.

Die drei großen je in ihrer Art wertvollen Arbeiten von Giese, Kemmann und der Studiengesellschaft und viele andere Schriften bekannter Fachleute, wie Heisterbergk, Wentzel usw. über die Frage der Städtebahn weisen daher große Abweichungen in der Verkehrsberechnung

und Wirtschaftlichkeit der Bahn auf. Während bei der Berechnung des Anlagekapitales, 340 bis 400 Millionen *R.M*, die Unterschiede noch in erträglichen Grenzen bleiben, sehen wir bei der Berechnung des zu erwartenden Verkehrs und der Einnahme (20 bis 36 Millionen Fahrgäste und 24 bis 40 Millionen *R.M*) große Unterschiede. Die errechneten jährlichen Aufwendungen bleiben dagegen wieder mit 30 bis 33 Millionen *R.M* jährlich ziemlich gleich.

Im folgenden soll nun versucht werden zu diesen Unterschieden, besonders in der Verkehrs- und Einnahmeberechnung, Stellung zu nehmen.

### Anlagekapital.

In Anpassung an die übrigen Veröffentlichungen wollen wir uns zunächst der Höhe des Anlagekapitals zuwenden. Die Studiengesellschaft und Kemmann rechnet mit 340 Millionen *R.M*, Giese veranschlagt dagegen das Anlagekapital auf 400 Millionen *R.M* (Zusammenstellung 1).

Zusammenstellung 1.

| Titel | Gegenstand | Anlagekosten in Mill. *RM.* | |
|---|---|---|---|
| | | Hauptlinie Köln—Dortmund | Nebenlinien |
| 1 | Grunderwerb | 38,000 | 29,580 |
| 2 | Erdarbeiten | 17,000 | 17,410 |
| 3 | Einfriedigungen | 0,500 | 0,335 |
| 4 | Wegeübergänge (Unter- und Überführungen) | 10,000 | 10,245 |
| 5 | Durchlässe und größere Brücken | 12,400 | 11,930 |
| 6 | Untergrund- und Tunnelstrecken | 66,000 | 9,480 |
| 7 | Oberbau | 17,000 | 10,650 |
| 8 | Elektrische Zugförderungsanlagen | 5,800 | 2,290 |
| 9 | Sicherungs- und Fernmeldeanlagen | 3,800 | 2,260 |
| 10 | Bahnhöfe | 2,200 | 2,610 |
| 11 | Betriebsbahnhof und Werkstätten | 2,100 | 0,435 |
| 12 | Außerordentliche Anlagen | 1,300 | 1,060 |
| 13 | Fahrzeuge | 8,300 | 3,355 |
| | Summe der Titel 1—13 | 184,400 | 101,640 |
| 14 | Insgemein | 11,200 | 6,690 |
| 15 | Verwaltungskosten | 6,300 | 3,960 |
| | Summe der Titel 1—15 | 201,900 | 112,290 |
| 16 | Bauzinsen | 17,600 | 8,210 |
| | Summe der Titel 1—16 | 219,500 | 120,500 |

Für jemanden, der nicht die Entwürfe und genauen Veranschlagungen kennt und z. B. auch nicht weiß, wie teuer 1 m³ Bodenbewegung und 1 t Eisenkonstruktion eingesetzt sind, ist es natürlich außerordentlich schwierig, die Kosten genau zu bestimmen.

Allgemein will mir aber nach den Erfahrungen, die ich beim Bau der 1926/27 gebauten Neubaulinie Heerstraße—Charlottenburg gemacht habe, scheinen, als wenn 1,85 Millionen *R.M* für einen Kilometer zweigleisige Strecke bei den großen baulichen Schwierigkeiten der Städtebahn, den beiden Rheinbrücken und 20 km Tunnelstrecken reichlich wenig sind.

So sind 75 Millionen *R.M* für Wegeunter- und Überführungen, Durchlässe und Brücken, die beiden Rheinbrücken und die vielen Unter- und Überführungsbauwerke, Futtermauern nicht viel. Auch 8% der Ausgaben für Oberbau sind sehr wenig. Abstell- und Nebengleise sind anscheinend sehr einfach geplant. Beim Schwächen der Züge von sechs auf vier oder zwei Wagen werden aber, da nur ein Triebwagen an jedem Ende des Zuges vorgesehen, Rangierarbeiten nötig und Umlauf- und Abstellgleise gebraucht. Die Kehrgleise können also nicht stumpf enden.

Die Kosten der Bahnhofsanlagen betragen 4,8 Millionen *R.M*. Ohne genaue Kenntnis der Entwürfe läßt sich die Zahl natürlich nicht nachprüfen. Bei dem Bahnhofsentwurf von Duisburg (vgl. Werbeschrift der Rheinisch-Westfälischen Städtebahn) fällt auf, daß für die beiden Strecken nach Oberhausen und Hamborn nur ein Ausfahrgleis vorgesehen ist. Hier und bei anderen Bahnhöfen können daher bei genauerer Durcharbeitung der Entwürfe noch manche Wünsche auftreten, die zu befriedigen natürlich Geld kosten wird.

Hiervon abgesehen halte ich allgemein die ungewöhnliche Einschränkung der Zahl der Stationen, besonders in den Großstädten, für einen großen Mangel. Meiner Ansicht nach ist es unbedingt nötig, wenn der Zweck der Schnellbahn überhaupt erfüllt werden soll, daß die Zahl der Stationen erhöht wird. Beim Bau und Betrieb werden dadurch aber natürlich höhere Kosten entstehen.

Die Sicherungs- und Fernmeldeanlagen sollen 6 Millionen *R.M* kosten. Dabei sind für die 185 km lange Strecke selbsttätige Streckenblockung, Lichtsignale und in den Bahnhöfen Fahrschautafeln geplant, und der elektrische Betrieb erfordert natürlich sehr umfangreiche und teuere Anlagen für den Schwachstromschutz. Nach den Erfahrungen, die wir bei den Kosten für die selbsttätige Streckenblockung bei der Stadtbahn und für den Schwachstromschutz gewonnen haben, scheint mir die Summe von 6 Millionen *R.M* für alle diese Arbeiten auf der 185 km langen Strecke sehr niedrig.

Auch die Veranschlagung der Kosten der Werkstatt und des Betriebsbahnhofes mit 2,5 Millionen *R.M* ist gering, um so mehr als die Werkstatt für zwei verschiedene Wagenarten ausgebaut werden muß. Daß zwei Wagenarten, eine für die Hauptstrecke und eine für die Nebenlinien, an sich betrieblich sehr unzweckmäßig sind, wird später noch besprochen werden.

Die Ausgaben für Wagenzüge werden auch von Kemmann für unzureichend erklärt. Bei Besprechung des Fahrplanes wird nachgewiesen werden, daß auch die Kosten für die Wagenzüge und ihre Zahl nicht ausreichend sind.

Bei Titel 14 (Insgemein) stehen 18 Millionen *R.M* zur Verfügung. Da aber noch gar nicht feststeht, welche Auflagen im Planfeststellungsverfahren gemacht werden und außerdem die Löhne und der Bauindex steigen, so scheinen 18 Millionen *R.M* hierfür zu niedrig.

Bei der Veranschlagung der Bauzinsen fällt auf, daß sie in der Denkschrift der Studiengesellschaft mit 26 Millionen *R.M* eingesetzt sind, in einem Werbeschreiben der Rheinisch-Westfälischen Städtebahn dagegen mit 33 Millionen *R.M*. 26 Millionen *R.M* scheinen also auch der Studiengesellschaft selbst zeitweilig zu niedrig gewesen zu sein.

Alles in allem halte ich die Veranschlagung der Studiengesellschaft in vielen Punkten für sehr angreifbar. Reserven für besondere Auflagen bei der Planfeststellung, Steigerung der Löhne, Vermehrung des Wagenparkes, Ausbau der Bahnhöfe, erhöhte Ausgaben für unvorhergesehene Anforderungen bei Durchkreuzung des Senkungsgebietes stehen meiner Ansicht nach nicht zur Verfügung. Ich möchte daher glauben, daß man einen Zuschlag zum Anlagekapital von wenigstens 10% machen müßte, so daß es sich auf mindestens 380 Millionen *R.M* stellt.

### Verkehr.

Der für die Städtebahn für das dritte Betriebsjahr geschätzte Verkehr schwankt bei den verschiedenen Bearbeitern zwischen 20 und 36 Millionen Fahrten im Jahr (Zusammenstellung 2). Die Größe des Verkehrs ist aber für die Wirt-



**Zusammenstellung 2.**

**Verkehr der Städtebahn im 3. Betriebsjahr.**

| Bearbeitungen | Bahnlänge | Anlagekapital Mill. *RM.* | | | Abwanderungsverkehr in den Jahren 1925 oder 1926 | | | | | | | | | | Verkehrszuwachs von 1925/26 bis 1933 | | Verkehr im Jahre 1933 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Von der Reichsbahn | | | | | | | | | | | | | Neuverkehr | | |
| | | Aktienkapital | Obligationskapital | Gesamtkapital | Grundverkehr | Übergangsanteil | Wirkl. Abwanderung, Haupt- u. Zusatzverkehr | Zusatzverkehr | in voriger Spalte beträgt | Gesamtabwanderung | Von Straßenbahn u. Omnibussen | Von Privat-Kraftwagen u. Motorräder | Im ganzen | Mill. Reiselänge | | | Abwanderungsverkehr | | | Gesamtverkehr |
| | km | | | | Mill. Fahrten | % | Mill. Fahrten | % | Mill. Fahrten | Mill. Fahrten | Mill. Fahrten | Mill. Fahrten | Mill. Fahrten | km | % | Mill. Fahrten | Mill. Fahrten | % | Mill. Fahrten | |
| Giese . . . . | 164,5 | 200 | 200 | 400 | 20,4 | 47,5 | 9,7 | 10 | 0,95 | 10,66 | 1,5 | — | 12,16 | 24 | 26 | 3,2 | 15,4 | 30 | 4,6 | 20 |
| Studiengesellschaft | 185,6 | 170 | 170 | 340 | 21,21 | 53,7 | 11,41 | 30 | 3,42 | 14,83 | 4,15 | — | 18,98 | 24,5 | 21 | 3,98 | 22,96 | 42 | 9,6 | 32,56 |
| Kemmann . | 185,6 | 170 | 170 | 340 | 21,21 | 50 | 10,6 | 25 | 2,66 | 13,26 | 3,5 | 0,9 | 17,66 | 24,5 | 20 | 3,531 | 21,2 | 70 | 14,8 | 36 |
| Verfasser . . | 185,6 | 190 | 190 | 380 | 21,21 | 40 | 8,5 | 20 | 1,7 | 10,2 | 2,5 | — | 12,7 | 24,5 | 16 | 2,1 | 14,8 | 50 | 7,4 | 22,2 |

schaftlichkeit der Städtebahn von entscheidendem Einfluß. Es ist daher nötig, auf die Berechnung des Verkehrs etwas genauer einzugehen. Kemmann berechnet zunächst in Anlehnung an die Verkehrsentwicklung der Rheinuferbahn den gesamten Verkehr der Hauptstrecke Köln—Dortmund und dann nach besonderen statistischen Annahmen aus der Fahrtenzahl auf den Kopf der Bevölkerung die Fahrten auf den Nebenlinien. Dagegen gehen die Studiengesellschaft und Giese von dem Grundverkehr der Reichsbahn auf der Hauptstrecke aus. Unter Grundverkehr versteht man dabei den Verkehr von und zu den wichtigsten Reichsbahnstationen, die zugleich Schnellbahnstationen sind. Von dem Grundverkehr werden Übergangsanteile auf die Städtebahn errechnet und hiernach der auf die Städtebahn entfallende Verkehr gefunden. Zu dem so ermittelten Übergangsverkehr werden Zuschläge gemacht für Ortsverkehr, für Abwanderungsverkehr von Straßenbahn- und Omnibuslinien, für Abwanderung von Kraftwagen und für Verkehrssteigerung bis zum dritten Betriebsjahr. Zu dem so gefundenen gesamten Abwanderungsverkehr von allen jetzigen Verkehrsmitteln tritt ein Neuverkehr hinzu, der erst durch die Vorzüge und Verkehrsverbesserungen der Städtebahn sich entwickelt. Der von Kemmann durchgeführten Verkehrsberechnung unter Anlehnung an die Verkehrsermittelung der Rheinuferbahn vermag ich mich nicht anzuschließen, obwohl diese Berechnungsart zunächst durch ihre Einfachheit etwas Gewinnendes für sich hat. Die Verhältnisse bei der Rheinuferbahn liegen meiner Ansicht nach hinsichtlich des Abwanderungs- und Neuverkehres wesentlich anders als bei der Städtebahn. Zunächst sind die wirtschaftlichen Verhältnisse, unter denen sich die Rheinuferbahn von 1905 bis 1913 zur Zeit des höchsten wirtschaftlichen Aufschwunges Deutschlands entwickelte, ganz anders als heute beim Bau der Städtebahn, wo die Wirtschaftsverhältnisse zum wenigsten noch ungeklärt sind. Weiter fallen zwei Punkte auf, in denen sich die Rheinuferbahn und die Städtebahn wesentlich unterscheiden, die für die Verkehrsentwicklung, die Abwanderung und den Neuverkehr von größter Bedeutung sind. Die Rheinuferbahn hat von Anfang an und auch heute noch billigere Tarife als die Reichsbahn, während die Städtebahn die gleichen Tarife einführen muß, die auf den Reichsbahnstrecken im Ruhrgebiet erhoben werden. Außerdem ist bei der Rheinuferbahn die Zahl der Stationen im Verhältnis der Zahl der Reichsbahnstationen wesentlich vermehrt, während bei der Städtebahn gerade das Gegenteil der Fall ist (vergl. Abb. 2). Bei der Städtebahn tritt ein Stationsschwund auf der Hauptstrecke Köln—Dortmund auf über die Hälfte ein. Die Rheinuferbahn hat dagegen auf den Endstrecken in Köln und Bonn straßenbahnartigen Charakter, also nicht allein zahlreichere Stationen, sondern auch einen einfacheren Fahrkartenverkauf im Zuge. Hieraus ergibt sich eine nicht unerhebliche Zeitersparnis gegen die Fahrt auf der Reichsbahn. Die günstige Entwicklung der Rheinuferbahn und ihr großer Neuverkehr sind daher zum Teil durch besondere Umstände zu erklären, die bei der Städtebahn nicht zutreffen (wirtschaftlicher Aufschwung Deutschlands, billigere Tarife, Vermehrung der Stationen, Kauf und Prüfung der Fahrkarten im Zuge). So wertvoll besonders für Studienzwecke also auch die von Kemmann durchgeführte Berechnung des Verkehres auf der Städtebahn ist, so kann ich sie als Grundlage für die Verkehrsberechnung der Städtebahn doch nicht übernehmen.

Ich möchte vielmehr versuchen in Anlehnung an die Schriften der Studiengesellschaft und von Giese vom Grundverkehr ausgehend den gesamten Verkehr auf der Städtebahn im dritten Betriebsjahre zu errechnen.

Bei Berechnung des Grundverkehres sind Giese und die Studiengesellschaft von den im Jahre 1925 insgesamt verkauften Fahrkarten von den Stationen der Städtebahn und ihrer Nachbarorte ausgegangen. Um festzustellen, wie groß der Anteil der an der Städtebahn gelegenen Stationen am gesamten Verkehr der Orte ist, hat die Reichsbahn besondere Zählungen in der Zeit vom 14. bis 20. Juli 1925 und vom 27. Februar bis 3. März 1926 vorgenommen. Hierbei sind einmal die nach allen Richtungen und außerdem die nach den wichtigsten Stationen der Städtebahn verkauften Fahrkarten gezählt, getrennt nach Fahrkartensorten und Wagenklassen. Aus dem Verhältnis der nach den Stationen der Städtebahn verkauften Karten zur Gesamtzahl aller verkauften Fahrkarten auf den einzelnen Stationen ergab sich der Anteil der Schnellbahn am Gesamtverkehr, der „Grundverkehr“, der für die Abwanderung auf die Städtebahn in Frage kommt. Leider ist für einige der wichtigsten Stationen, für Köln, Essen und Duisburg die Zahl der nach allen Richtungen verkauften Fahrkarten nicht festgestellt, so daß hier der auf die Städtebahn entfallende Prozentsatz aller Fahrkarten z. T. geschätzt (Köln 16%) oder durch besondere Umrechnungen nach den in den einzelnen Monaten verkauften Fahrkarten errechnet werden mußte. Die Ermittelung der Größe des Grundverkehres bietet also schon aus diesem Grunde an einzelnen Stellen Angriffspunkte. Er ist wahrscheinlich eher zu hoch als zu niedrig ermittelt, da die Übergangsanteile (Köln 16%) z. T. sehr hoch eingesetzt sind. Weiter dürfte der Ansatz deshalb höher sein als die Wirklichkeit, weil nicht nur der Verkehr nach den Stationen der Schnellbahn, sondern auch nach den Nachbarorten der Schnellbahn berücksichtigt wurde. Bei Düsseldorf

wurde also nicht nur der Verkehr nach Mülheim-Ruhr, sondern auch nach Mülheim-Eppinghofen und Mülheim-Styrum in Rechnung gestellt, obwohl bei der Städtebahn nur eine Station vorhanden ist, und nicht wie bei der Reichsbahn drei Bahnhöfe. Es ist aber nicht anzunehmen, daß alle Reisenden, die bisher von Köln nach den drei Bahnhöfen der Reichsbahn fuhren, auch später nach dem einen Bahnhof der Städtebahn reisen werden. Gegen die Ermittelung der Fahrtenzahl und das Verhältnis der Zahl der Fahrten auf Einzelkarten zu den Fahrten auf Zeitkarten kann man weiter einwenden, daß ein Teil der Zählung in die Mitte des Monats Juli fällt, also in eine Zeit, wo verhältnismäßig wenig Monatskarten gekauft werden, während ein anderer Teil der Zählung im Gegensatz dazu im Anfang des Monats März ausgeführt wurde, also in einer Zeit, wo viele Monatskarten gekauft werden. Weiter ist zu berücksichtigen, daß bei den Monatskarten allgemein mit 60 Fahrten im Monat und bei den Wochenkarten mit 12 Fahrten gerechnet wurde, obwohl bei den weiten Entfernungen, die ein Teil der Reisenden und besonders die späteren Fahrgäste der Städtebahn zurücklegen, 60 Fahrten im Monat und 12 Fahrten in der Woche zu viel sind. Bei den Verkehrszählungen in Berlin wurde festgestellt, daß auf kurze Fahrten (10 km) die Zahl der Fahrten bei Monatskarten über 60 liegt, bei weiteren Entfernungen (20 bis 30 km) dagegen auf 45 bis 35 und bei Wochenkarten auf 10 bis 11 Fahrten zurückgeht. Genaue Aufklärung über die Verkehrsverhältnisse im Ruhrgebiet und die Benutzung der Monatskarten würde erst wie in Berlin eine Verkehrszählung geben (vergl. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 1925, Heft 51). Trotz dieser Bedenken, die dafür sprechen, daß der Grundverkehr zu hoch errechnet wurde, soll von der von der Studiengesellschaft ermittelten Fahrtenzahl von 21,2 Millionen für den Grundverkehr ausgegangen werden. Dagegen wollen wir den Übergangsanteil des Grundverkehres auf die Städtebahn, den die Studiengesellschaft mit 53,77 %, Giese mit 47 % und Kemmann mit 50 % ermittelt haben, an einem besonderen Beispiel, am Verkehr des Bahnhofs Essen, nachprüfen.

Die Unterlagen für die Errechnung des Übergangsanteiles bilden die von der Reichsbahn veranlaßten besonderen Verkehrszählungen, wobei in den bestimmten Zeitabschnitten die Fahrkartensorten und -klassen nach den späteren Stationen der Städtebahn und ihren Nachbarstationen ermittelt wurden. Die vorstehende Zusammenstellung zeigt für die Zeit vom 27. Februar bis 3. März, welche Fahrkartenarten von Essen nach den Stationen und Nachbarstationen der Schnellbahn verkauft wurden. Für den Übergangsverkehr zur Schnellbahn rechnen dabei die Studiengesellschaft, Giese, Kemmann und Verfasser mit folgendem Abwanderungsverkehr für die einzelnen Fahrkartenarten.

Entscheidend für die Abwanderung zur Städtebahn oder für den Verbleib der Fahrgäste bei der Reichsbahn sind die Zeit- und Geldersparnisse. Dabei darf man nicht nur an die

**Zusammenstellung 3.**

Verkaufte Fahrkarten von Essen Hbf. nach Stations- und Nachbarorten der Schnellbahn.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | von Essen Hbf. nach | Einzelfahrkarten einschl. Arbeiter-Rückfahrkarten | | Sonntagsfahrkarten | | Monats- und Teilmonatskarten | | Schüler-Monatskarten | | Arbeiter-Wochenkarten | Verkaufte Fahrkarten zusammen | | Ausgeführte Fahrten | |
| | | 1.-3. Kl. | 4. Kl. | 2.u.3.Kl. | 4. Kl. | 2.u.3.Kl. | 4. Kl. | 3. Kl. | 4. Kl. | | in 5 Tagen | im Jahr | in 5 Tagen | im Jahr |
| 1 | Köln Hbf., Deutz u. Mülheim | 762 | 212 | 28 | 44 | 2 | — | 1 | 0 | — | 1049 | 76577 | 1298 | 94754 |
| 2 | Düsseldorf Hbf., Bilk und Derendorf | 1306 | 757 | 47 | 116 | 12 | 2 + 5 | 0 | 1 | 47 | 2293 | 167389 | 4003 | 292219 |
| 3 | Duisburg Hbf, Meiderich Süd und Ruhrort | 1814 | 2328 | 53 | 41 | 17 | 6 + 5 | 2 | 1 | 69 | 4336 | 316528 | 6868 | 501364 |
| 4 | Mülheim, Eppinghofen und Styrum | 1389 | 1600 | 19 | 46 | 13 | 3 + 5 | 1 | 1 | 44 | 3121 | 227833 | 4877 | 356021 |
| 5 | Gelsenkirchen Hbf. und Bismarck | 1661 | 1645 | — | — | 14 | 5 + 13 | 1 | 1 | 44 | 3384 | 247032 | 5484 | 400332 |
| 6 | Bochum, Nord u. Präsident | 1824 | 1543 | — | — | 5 | 1 + 8 | 1 | 0 | 56 | 3438 | 250974 | 4699 | 343027 |
| 7 | Langendreer | 152 | 124 | — | — | 1 | — | — | — | 1 | 278 | 20294 | 348 | 25404 |
| 8 | Dortmund Hbf. | 1137 | 702 | 44 | 108 | 1 | 1 + 3 | 1 | — | 16 | 2013 | 146949 | 2605 | 190165 |
| 9 | Oberhausen | 213 | 507 | — | — | 6 | 1 + 5 | — | — | 9 | 741 | 54093 | 1398 | 102054 |
| 10 | Hamborn | 113 | 194 | — | — | 1 | 0 + 3 | — | — | 8 | 319 | 23287 | 553 | 40369 |
| 11 | Gladbeck Ost u. West | 92 | 166 | — | — | 6 | 0 + 1 | — | — | 3 | 262 | 19126 | 324 | 23652 |
| 12 | Verkaufte Fahrkarten in 5 Tagen | 10463 | 9778 | 191 | 355 | 72 | 19+48 | 7 | 4 | 297 | 21234 | — | — | — |
| 13 | im Jahr | 763799 | 713794 | 13943 | 25915 | 5256 | 1387+3501 | 511 | 292 | 21681 | — | 1550082 | — | — |
| 14 | Ausgeführte Fahrten in 5 Tagen | 10463 | 9778 | 382 | 710 | 4320 | 2580 | 420 | 240 | 3564 | — | — | 32457 | — |
| 15 | im Jahr | 763799 | 713794 | 27886 | 51830 | 315360 | 188340 | 30660 | 17520 | 260172 | — | — | — | 2369361 |
| 16 | in % | 32,25 | 30,10 | 1,20 | 2,20 | 13,30 | 7,95 | 1,30 | 0,75 | 10,95 | — | — | — | 100 |
| | nach der Studiengesellschaft: | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | Übergangssätze in % | 100 | 15 | 100 | 15 | 80 | 10 | 80 | 10 | 5 | — | — | — | — |
| 18 | Übergangsanteile in %*) | 32,25 | 4,51 | 1,20 | 0,33 | 10,64 | 0,80 | 1,04 | 0,07 | 0,55 | — | — | — | — |
| | nach Verfasser: | | | | | | | | | | | | | |
| | Übergangssätze in % | 75 | 15 | 75 | 15 | 50 | 10 | 50 | 10 | 5 | — | — | — | — |
| | Übergangsanteile in %**) | 24,25 | 4,51 | 0,90 | 0,33 | 6,65 | 0,80 | 0,65 | 0,07 | 0,55 | — | — | — | — |

*) Übergangsanteil = 51,29 %.
**) „ = 38,91 %

eigentliche Fahrzeit einschließlich der Zeit für das Umsteigen denken oder nur an die Fahrkosten auf der eigentlichen Städtebahn oder der Reichsbahn, sondern man muß den gesamten Zeitaufwand von der Wohnung bis zur Arbeitsstätte einmal bei Benutzung der Reichsbahn und einmal bei der Fahrt mit der Städtebahn und die gesamten Fahrkosten einschließlich etwaiger Benutzung der Zubringerlinien (Straßenbahn und Auto) in Vergleich stellen. Es kommt also zu der Fahrzeit noch die Zeit für den Zu- und Abgang zum Bahnhof und die Wartezeit auf den Zug (Zugfolge) hinzu. Neben Zeit und Geld spielen, besonders außerhalb des Berufsverkehres, auch die Bequemlichkeit der Reisenden auf der Fahrt, ausreichende Sitzplätze, gute Beleuchtung und Heizung der Züge bei der Wahl des Verkehrsmittels eine gewisse Rolle.

Zusammenstellung 4.

| Verkehrsarten | Übergangssätze K in Hundertteilen der Grundverkehrsbestandteile | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Giese | Studiengesellschaft | Kemmann | Verfasser |
| Verkehr I. Klasse: | | | | |
| Einzelfahrkarten . . . | 100 | 100 | 85 | 75 |
| Verkehr II. Klasse: | | | | |
| Einzelfahrkarten . . . | 100 | 100 | 85 | 75 |
| Sonntagsfahrkarten . | 100 | 100 | 90 | 75 |
| Monatskarten für | | | | |
| Erwachsene . . | 50 | 80 | 80 | 50 |
| Kinder . . . . . | 50 | 80 | 80 | 50 |
| Verkehr III. Klasse: | | | | |
| Einzelfahrkarten . . . | 100 | 100 | 85 | 75 |
| Sonntagsfahrkarten . | 100 | 100 | 90 | 75 |
| Monatskarten für | | | | |
| Erwachsene . . | 50 | 80 | 80 | 50 |
| Kinder . . . . . | 50 | 80 | 80 | 50 |
| Verkehr IV. Klasse: | | | | |
| Einzelfahrkarten . . . | 15 | 15 | 20 | 15 |
| Sonntagsfahrkarten . | 15 | 15 | 25 | 15 |
| Monatskarten für | | | | |
| Erwachsene . . | 5 | 10 | 10 | 10 |
| Kinder . . . . . | 5 | 10 | 10 | 10 |
| Arbeiterwochenkarten . | 5 | 5 | 5 | 5 |

Wie groß ist nun für die von Essen abfahrenden Reisenden der Zeitgewinn bei Benutzung der Städtebahn? Nach der Berechnung der Studiengesellschaft ergeben sich folgende Fahrzeitunterschiede bei Benutzung der Städtebahn und Reichsbahn:

Zusammenstellung 5.
Fahrzeiten der Schnellbahn im Vergleich zur Reichsbahn von **Essen**.
(Nach der Berechnung der Studiengesellschaft.)

| Fahrzeiten in Minuten | Köln | Düsseldorf | Duisburg | Mülheim | Essen | Gelsenkirchen | Bochum | Langendreer | Dortmund |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Reichsbahn . . . . . . | 103 | 52 | 25 | 14 | — | 27 | 17 | 29 | 43 |
| Schnellbahn . . . . . . | 47 | 28 | 14 | 7 | — | 6 | 13 | 20 | 29 |

Kemmann und Pforr zeigen an Hand der Fahrdiagramme, daß für die Städtebahn diese Fahrzeiten theoretisch möglich sind. Ich bezweifele dies nicht, möchte aber doch zu bedenken geben, daß die Züge noch nicht im Betriebe dauernd gelaufen sind und daß diese außergewöhnlich hohen Geschwindigkeiten noch nirgends dauernd erprobt wurden. Auch steht das Gewicht der Wagenzüge, solange sie noch nicht gebaut sind, nicht genau fest und die Dauerleistung der Motoren ist noch nicht erwiesen. Weiter ist noch folgendes zu berücksichtigen: Kemmann berechnet bei einer Geschwindigkeitsverminderung von 100 auf 20 km bei einer 1000 m langen Störungsstrecke eine Fahrzeitverlängerung von $3\frac{1}{2}$ Minuten. Nun werden kleinere Störungen und Unregelmäßigkeiten im Betriebe schon mit Rücksicht auf die Bergschäden nicht zu vermeiden sein. Außerdem müssen bei der nur 10jährigen Lebensdauer des Oberbaues jährlich 18,5 km umgebaut werden. Die Strecke von Köln bis Düsseldorf ist aber 113 km lang. Es kann daher sehr leicht eintreten, daß mehrere Störungsstellen und Umbaustellen auf dieser Strecke zusammentreffen. Die theoretisch wohl möglichen Fahrzeiten scheinen mir daher für den Dauerbetrieb bei den ungewöhnlich hohen Geschwindigkeiten zu günstig. Bei einem Vergleich der Fahrzeiten der Städtebahn mit der Reichsbahn ist außerdem zu berücksichtigen, daß die Reichsbahn durch Beschleunigung der Züge und außerdem durch Elektrisierung der Strecken sehr leicht in der Lage ist, die Fahrzeiten zu verbessern, um so mehr als ihr von Essen nach Düsseldorf eine im Vergleich zur Städtebahn 6 km kürzere Strecke über Kettwig zur Verfügung steht, auf der die Züge überhaupt nicht, also auch nicht in Mülheim und Düsseldorf, zu halten brauchten. Endlich darf man nicht vergessen, daß die schnellen Fahrten bei der Städtebahn z. T. durch eine, wie schon erwähnt, viel zu weitgehende Einschränkung der Stationen erkauft wurde. Auf der Strecke Köln—Dortmund hat die Städtebahn nur halb so viel Bahnhöfe wie die Reichsbahn. Jn den großen Städten gibt es immer nur einen Bahnhof. Statt der drei Bahnhöfe in Mülheim finden wir nur einen. Die Reisenden, die jetzt von den später fortfallenden Bahnhöfen abfahren, haben also künftig einen längeren Zuweg zum Bahnhof. Der von der Studiengesellschaft angegebene Zeitgewinn von Essen nach Mülheim (7 Minuten) wird daher beim Bahnhof Mülheim-Styrum durch den längeren Zu- und Abgang zum Bahnhof aufgezehrt. Beim Vergleich der Fahrzeiten sind also zu den eigentlichen Fahrzeiten noch Zuschläge für Unregelmäßigkeiten sowie Zu- und Abgang zum Bahnhof hinzuzurechnen. Auch darf man nicht vergessen, daß die Reichsbahn, wie gesagt, durch Elektrisierung und Beschleunigung der Züge den errechneten Vorsprung weiter ausgleichen kann.

Wie steht es nun mit den Fahrkosten? Die Städtebahn darf keine niedrigeren Tarife einführen als die Reichsbahn. Nur die Schnellzugszuschläge fallen bei ihr fort. Bei den Monatskarten rechnet sie mit 25 Fahrten im Monat, während die Reichsbahn je nach der Entfernung 25 bis 18 Fahrten ansetzt. Sonntagsfahrkarten werden gleichmäßig zu $^2/_3$ der gewöhnlichen Einzelkarte berechnet. In Zusammenstellung 6 wird der Vergleich der Städtebahn und der Reichsbahn gezeigt.

Bei den Einzelkarten sind die Fahrpreise in der 2. und 3. Klasse gleich, bei den Fahrten in der 4. Klasse der Reichsbahn dagegen um 30% billiger. Die durchschnittlich zurückgelegte Entfernung ist durch die verschiedenen Bearbeiter zu 24 bis 25 km errechnet. Die Monatskarten sind bei dieser Entfernung bei der Reichsbahn nicht unwesentlich billiger als bei der Städtebahn, da eine geringere Fahrtenzahl in Rechnung gestellt wird. Die Monatskarte 4. Klasse kostet bei der Reichsbahn fast nur die Hälfte von einer Monatskarte 3. Klasse bei der Städtebahn. Die Unterschiede im Fahrpreise der Zeitkarten verschieben sich je nach den auf der Städtebahn zurückgelegten Strecken. Beim Hauptbahnhof Essen kosten die Zeitkarten bei einer Fahrt nach Mülheim und Gelsenkirchen ziemlich gleich viel, bei Fahrten nach Duisburg und

Bochum sind sie bei der Städtebahn 5 bis 10% und bei Reisen nach Düsseldorf und Köln um 30% teuerer als bei der Reichsbahn.

**Zusammenstellung 6.**
**Vergleich der Fahrpreise.**

| Verkehrsarten | Klasse | Reichsbahn | Städtebahn |
|---|---|---|---|
| Einzelkarten | 2. | 7,5 *Pf.* | 7,5 *Pf.* |
| | 3. | 5 „ | 5 „ |
| | 4. | 3,3 „ | — „ |
| Sonntagsfahrkarten | 2. | 5 *Pf.* | 5 *Pf.* |
| | 3. | 3,3 „ | 3,3 „ |
| | 4. | 2,2 „ | — |
| Monatskarten (24 km Reiselänge) | 2. | 36,20 *M* | 45,00 *M* |
| | 3. | 24,20 „ | 30,00 „ |
| | 4. | 16,00 „ | — |
| Schülerkarten (24 km Reiselänge) | 2. | 18,10 *M* | 22,50 *M* |
| | 3. | 12,10 „ | 15,00 „ |
| | 4. | 8,00 „ | — |
| Arbeiterwochenkarten | 4. | 20% der Monatskarte 3,20 *M* | |

Wir sehen also, daß bei Einzelkarten die Tarife auf weite und nahe Entfernungen bei der Städtebahn und Reichsbahn gleich hoch sind, bei Zeitkarten dagegen steht dem Zeitgewinn auf weite Entfernungen der höhere Preis für eine Zeitkarte gegenüber.

Wie dürfte sich hiernach die Abwanderung beim Bahnhof Essen nach den verschiedenen Stationen und Nachbarorten der Hauptstrecke gestalten? Nach Köln ist der Fahrzeitgewinn natürlich am größten. Dagegen ist die Zahl der Züge auf der Hauptstrecke der Städtebahn und auf den Reichsbahnlinien nach Duisburg gleich groß. Die Städtebahn verläuft parallel den bestehenden Bahnen. Berücksichtigt man ferner, daß auch Züge auf der 6 km kürzeren Strecke von Essen über Kettwig verkehren, so ist die Zugzahl, also die Fahrgelegenheit bei der Reichsbahn sogar größer als bei der Städtebahn. Außerdem hat die Reichsbahn es natürlich auch in der Hand, die Zugzahl und die Fahrgeschwindigkeiten durch Einlegung weiterer Schnellzüge und durch Beschleunigung und Elektrisierung der Strecken zu verbessern. Weiter ist zu berücksichtigen, daß in Köln die Städtebahn nur einen Bahnhof hat, die Reichsbahn dagegen drei. In der Abbildung 2 sieht man gleichzeitig wie günstig die Rheinuferbahn durch ihre fünf Bahnhöfe den Verkehr bedient. Bei dem einen Bahnhof der Städtebahn ist aber nicht anzunehmen, daß z. B. die Fahrgäste von Köln nach Mülheim zunächst mit der Städtebahn nach Köln und dann mit der Straßenbahn nach Mülheim fahren. Der von Giese und der Studiengesellschaft angenommene Übergang sämtlicher Fahrgäste mit Einzelkarten (100%) von der Reichsbahn zur Städtebahn scheint mir daher zu günstig. Auch die vorsichtigere Schätzung von Kemmann (85%) halte ich bei den guten Zugverbindungen von Essen nach Köln für zu hoch, denn eine Zugfolge von einer halben Stunde, wie sie auf der Städtebahn zwischen Köln und Duisburg vorgesehen, übt auch bei einem starren Fahrplan keine so große Anziehungskraft aus, daß alle Fahrgäste zu dem neuen Verkehrsmittel übergehen würden. Der starre, nicht auf die Verkehrsschwankungen am Tage Rücksicht nehmende Fahrplan mit ½stündiger Zugfolge wird daher auch bei der kürzeren Fahrzeit nur eine beschränkte Anziehungskraft ausüben. Mir erscheint daher ein Übergangsverkehr von 75% bei den Einzelkarten auch bei Verbesserung des Fahrplanes (¼stündiger Zugfolge) sehr reichlich. Dabei ist noch nicht berücksichtigt, daß die Reichsbahn durch Verbesserung ihres Fahrplanes diesen Übergangsanteil leicht noch weiter herabdrücken kann.

Für die Einzelkarten 4. Klasse von Essen nach Köln halte ich eine Abwanderung aus der 4. Klasse von 15% für ausreichend, da die Einzelkarte der Städtebahn um 30%, rund 1 *RM*, teuerer ist, um so mehr als bei den Reisenden der 4. Klasse die Zeit meist keine so große Rolle spielt wie bei den Fahrgästen der höheren Klassen. Bei den Monatskarten ist der Anreiz zur Benutzung der Städtebahn noch wesentlich geringer als bei den Einzelkarten. Hier kostet eine Fahrkarte auf

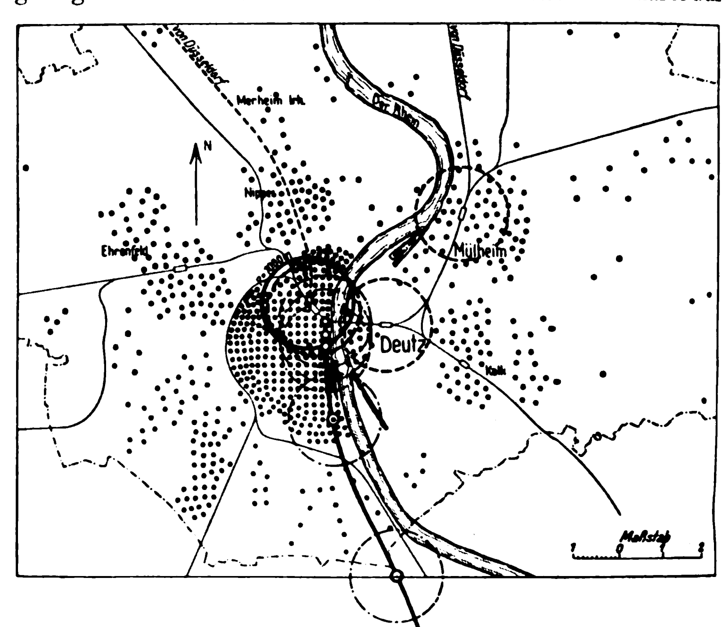
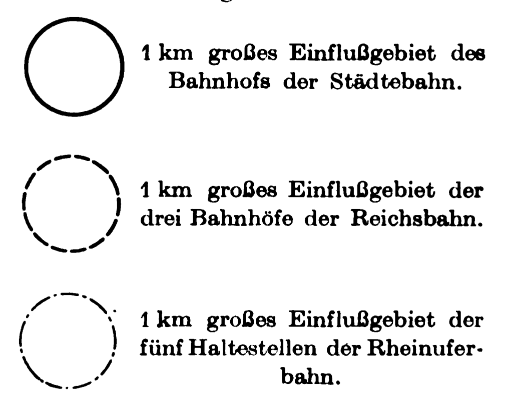



Abb. 2. Wohnbevölkerung von Köln.
Ein Punkt stellt 1000 Einwohner, der stark gestrichelte Linienzug die Linienführung der geplanten Städtebahn dar.

Erläuterungen zu Abb. 2.




der Reichsbahn 8 bis 12 *RM* weniger als bei der Städtebahn, da bei der Reichsbahn 18, bei der Städtebahn 25 Fahrten gerechnet werden. Außerdem ist zu berücksichtigen, daß 60 Fahrten im Monat auf eine Monatskarte auf der 24 km langen Strecke höchst fraglich sind. Nach den Erfahrungen auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen halte ich 30 bis 40 Fahrten für wahrscheinlicher. Schon aus diesen Gründen müßte die Fahrtenzahl wesentlich herabgedrückt werden. Läßt man die Fahrtenzahl bestehen, so wird (von den Monatskarteninhabern 1. bis 3. Klasse) bei den teueren Tarifen höchstens ein Übergang von 40 bis 50% eintreten. Bei den Monatskarten 4. Klasse ist der Fahrpreisunterschied so groß, daß nur 5 bis 10% zur Städtebahn übergehen würden.

Für die Fahrgäste von Düsseldorf liegen die Verhältnisse ähnlich wie in Köln. Bei Verbesserung und Beschleunigung der direkten Linie Düsseldorf—Essen über Kettwig wird der Zeitgewinn der Städtebahn ganz erheblich herabgedrückt. Welch große verkehrliche Bedeutung die Fahrplanverbesserungen auf der direkten Strecke Essen—Kettwig—Düsseldorf haben können, zeigt ein Vergleich mit dem Personenverkehr Berlin—Potsdam. Der weit überwiegende Teil der Fahrgäste von Berlin nach Potsdam benutzt nämlich, nach den durch die Verkehrszählung gefundenen Zahlen, die vom Potsdamer Fernbahnhof ausgehenden ohne Aufenthalt nach Potsdam durchfahrenden Vorortzüge und nicht die öfter haltenden, einen Umweg über Wannsee machenden Wannseezüge. Ebenso würden meiner Ansicht nach auch die Bewohner von Essen, schnell ohne Aufenthalt über Kettwig nach Düsseldorf durchgeführte Züge den mehrfach haltenden marck auf die Städtebahn übergehen, scheint mir bei den weiten Entfernungen der jetzigen Reichsbahnstation von der späteren Haltestelle der Städtebahn und den günstigen Fahrgelegenheiten auf der Reichsbahn (s. Abb. 3) mehr als unwahrscheinlich.

Bei den Reisenden von Essen nach Bochum, Langendreer und Dortmund ist der Zeitgewinn dagegen wieder wesentlich geringer als bei Gelsenkirchen, und auch die Zugverbindungen sind nicht günstiger als bei der Reichsbahn. Die Abwanderung dürfte also hier in mäßigen Grenzen bleiben um so mehr, als die Zeitkarten von Essen nach Dortmund auf der Reichsbahn wieder erheblich billiger sind als auf der Städtebahn.

Alles in allem halte ich den Übergangsanteil von den einzelnen Kartenarten wie ihn Zusammenstellung 4 angibt für wahrscheinlich. (Bei Einzelkarten 1. bis 3. Klasse

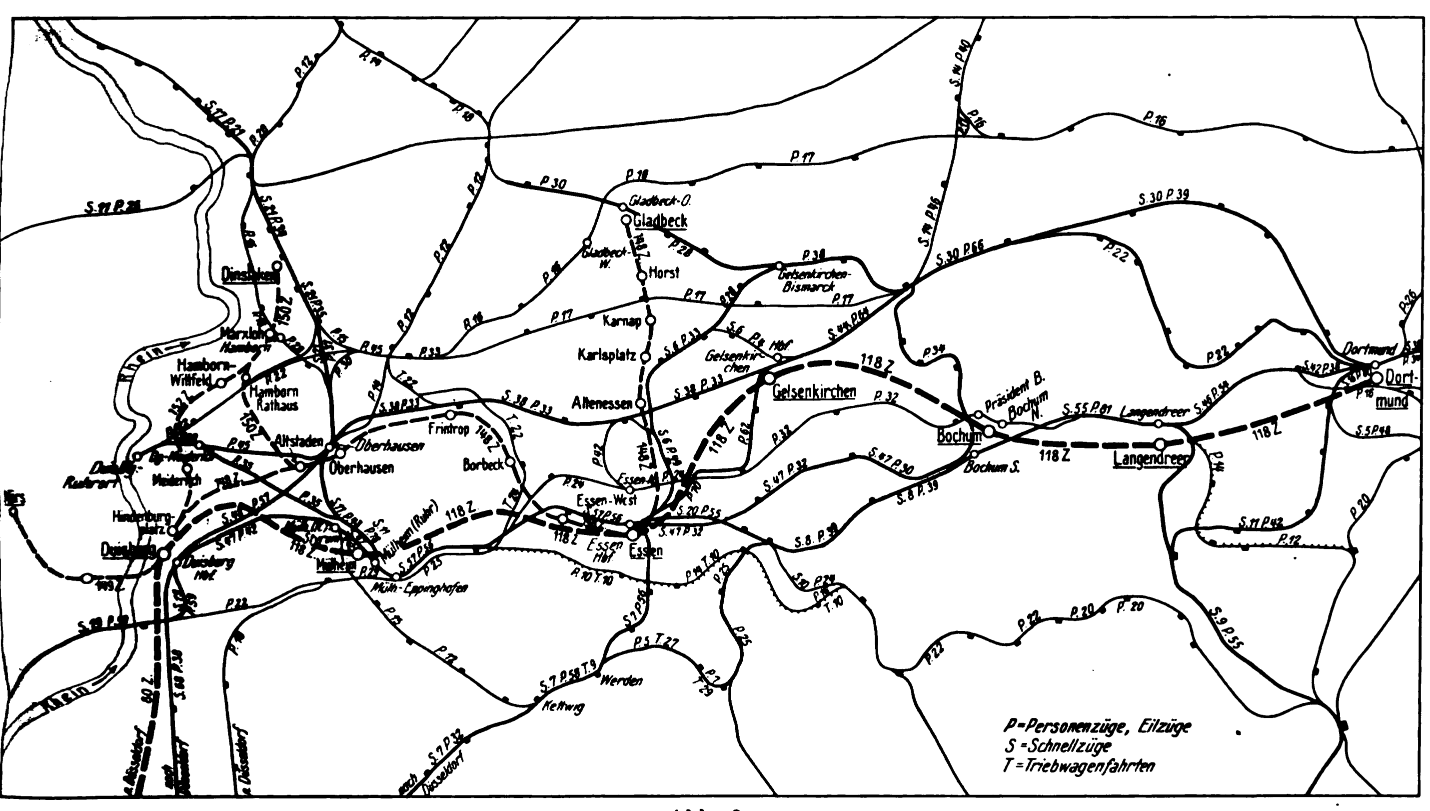



Abb. 3.

Zügen der Städtebahn vorziehen, um so mehr als bei der 6 km längeren Strecke der Städtebahn die Fahrt z. B. auf Einzelkarte dritter Klasse auf der Städtebahn 33 *Pf.* teurer ist. Bei Fahrten von Essen nach Duisburg ist die Zugzahl die gleiche und der Zeitunterschied zwischen Reichsbahn und Städtebahn gering. Dafür ist aber auch bei Zeitkarten der Tarifunterschied kleiner. Ebenso wie bei Köln und Düsseldorf wird auch hier die Verminderung der Stationen ungünstig auf die Benutzung der Städtebahn einwirken, (s. Abb. 3). Das gleiche gilt bei den Fahrten nach Mülheim, wo 2 Stationen fortfallen mit einem fast ebenso starken Verkehr wie nach dem einen Bahnhof, der bei der Städtebahn bestehen bleibt. Im Gegensatz zu den bisher besprochenen Fahrten wird der Verkehr von Essen nach Gelsenkirchen Hbf., Hamborn und Gladbeck durch die Städtebahn wesentlich verbessert. Die Fahrgelegenheit (Zugzahl) ist fast doppelt so groß wie bei der Reichsbahn und auch der Zeitgewinn ist durch die kürzere Linie wesentlich günstiger. Die Abwanderung zur Städtebahn wird hier also hinter der von der Studiengesellschaft und Kemmann angegebenen kaum zurückbleiben. Ob dagegen Reisende von Gelsenkirchen-Bis-

75%, 4. Klasse 15%, Monatskarten 2. bis 3. Klasse 50%, 4. Klasse 10% und Arbeiterwochenkarten 5%.)

Daraus ergibt sich für Essen Hbf. ein Abwanderungsverkehr von noch nicht 40% (Zusammenstellung 3) statt der von der Studiengesellschaft errechneten 53%. Bei entsprechender Berechnung des Übergangsverkehrs für die übrigen Stationen würde man ähnliche geringe Übergangsanteile finden. Allgemein ist daher von mir mit 40% Übergang gerechnet. Bei genauer Nachprüfung des Übergangsteiles von den Nachbarorten, also von den Stationen der Reichsbahn, die bei der Städtebahn keine Haltestelle erhalten, würden sich wahrscheinlich noch größere Abstriche ergeben als bei Essen, denn daß z. B. von Köln—Mülheim 54,6% der Reisenden später mit der Städtebahn fahren sollten, scheint mir bei dem Fortfall dieses Bahnhofes und der weiten Entfernung von dem einzigen in Köln geplanten Bahnhof mehr als unwahrscheinlich. (Abb. 2.)

Zu dem Übergangsverkehr von der Reichsbahn zur Schnellbahn von den Stationen und Nachbarorten der Schnellbahn kommt noch der Verkehrsanteil an dem übrigen Personenverkehr der Reichsbahn im inneren In-

dustriegebiet und der Durchgangsverkehr. Der innere bisher nicht erfaßte Verkehr macht nach den Angaben der Studiengesellschaft 9,02 Millionen Fahrten aus. Für eine Abwanderung des Verkehres von den Seiten-, Zwischenorten und kleinen Stationen der Schnellbahn sprechen die Verkehrsverbesserungen, die der Bahnhof Gelsenkirchen und manche Orte in der Nord-Südrichtung durch die Städtebahn nach Gladbeck, Dinslaken und durch die neue Bahn über den Rhein nach Mörs erhalten. Auch die im Gegensatz zu den Hauptstrecken dichtere Lage der Stationen auf den Nebenlinien begünstigt die Verkehrsabwanderung. Vergessen darf man aber nicht, daß die drei Neubaulinien nur einem kleinen Teil des dichten Verkehrsnetzes der Reichsbahn im Industriegebiet Konkurrenz machen. Den 25 Stationen der Städtebahn mit 300 Verkehrsbeziehungen stehen 80 Stationen der Reichsbahn mit zehnfachen Verkehrsmöglichkeiten gegenüber. Vielen der Bahnlinien der Reichsbahn wird die Städtebahn überhaupt keinen Abbruch tun. Auch der Umstand, daß die Städtebahn eine besondere Gesellschaft bildet, für die die Fahrkarten der Reichsbahn nicht gelten, und zu deren örtlich von den Reichsbahnstationen entfernt liegenden Bahnhofe die Reisenden erst einen mehr oder minder langen Weg zurücklegen müssen, wenn sie die Reichsbahn und dann die Städtebahn benutzen wollen, sowie der Zeitverlust beim Fahrkartenkauf (die Städtebahn hat keine Übergangsfahrkarten zur Reichsbahn) sprechen gegen einen starken Verkehrsübergang. Bei diesen Erschwernissen und Unbequemlichkeiten bei der doppelten Gepäckabfertigung halte ich eine größere Abwanderung von der Reichsbahn auf die Städtebahn nicht für wahrscheinlich. Die Studiengesellschaft rechnet mit 30%, Giese mit 10% und Kemmann mit 25% Zusatzverkehr. Die Schätzung dieses Verkehres ist zum großen Teil Gefühlssache. Ich möchte glauben, daß 20% Übergangsverkehr ausreichend sind.

Demnach ergibt sich ein Gesamtabwanderungsverkehr von der Reichsbahn von 10,2 Millionen Fahrgästen (s. Zusammenstellung 2). Einen zuverlässigen Überblick über die wahrscheinliche Abwanderung von der Reichsbahn zur Städtebahn würde man erhalten, wenn man ähnlich wie in Berlin beim Stadt-, Ring- und Vorortverkehr durch eine Verkehrszählung die Verkehrsverhältnisse genauer feststellte.

Wir kommen nun zum Abwanderungsverkehr von der Straßenbahn und den Omnibuslinien. Die Studiengesellschaft sagt mit Recht, daß eine Abwanderung im größeren Umfange nur von den Straßenbahn- und den Omnibuslinien bei den Nebenlinien zu erwarten ist, die eine schnelle und bessere Verbindung schaffen als die Reichsbahn. Die Stammlinie läuft im allgemeinen parallel zu den bestehenden Reichsbahnlinien und die Stationsentfernung beträgt hier durchschnittlich 9,15 km, während die Straßenbahnreisenden nur kürzere Strecken zurücklegen. Hier ist also keine große Abwanderung zu erwarten. Die Nebenlinien erschließen dagegen zum Teil ein neues Verkehrsgebiet und stellen besonders in nordwestlicher Richtung bessere Verkehrsverbindungen her. Auch liegen bei ihnen die Stationen nur 1 bis 2 km voneinander entfernt. Trotzdem darf man nicht zu günstig urteilen, denn man soll nicht vergessen, daß die Straßenbahn- und Omnibuslinien bei der dichten Lage der Haltestellen für den Fahrgast viel Zeitersparnis bringen, da die Zeit für den Zu- und Abgang sehr gering ist und auch der Fahrkartenverkauf im Wagen erfolgt. Ein Übergangsanteil von 60 bis 90% für die Straßenbahn und 60% für die Omnibuslinien, wie die Studiengesellschaft (Zusammenstellung 26 der Ertragsberechnung der Studiengesellschaft vom März 1927) annimmt, scheint mir daher zu hoch. Ob und wie weit die Tarife außerdem bei der Städtebahn und Straßenbahn verschieden sind und auf die Abwanderung einen Einfluß haben, ist mir nicht bekannt. Giese errechnet einen Fahrpreis bei der Straßenbahn von 4,7 Pfennigen für 1 km und von 5,38 Pfennigen bei der Städtebahn. Die Fahrten auf der Städtebahn wären demnach 15% teuerer. Hiernach würden auch die Tarife einer starken Abwanderung entgegenstehen.

Im übrigen kommen die verschiedenen Arbeiten zu folgenden Übergangszahlen: Giese rechnet 1,5 Millionen Fahrten (auf 24 km Reiseweglänge bezogen), die Studiengesellschaft 4,15 Millionen und Kemmann 3,5 Millionen. Ich möchte mich auf der mittleren Linie halten und 2,5 Millionen Fahrten einsetzen, da ich, wie gesagt, die Annahme der Studiengesellschaft für zu günstig halte, aber doch auch nicht verkenne, daß die Nebenlinien große Anziehungskraft ausüben werden und hier wahrscheinlich Straßenbahn und Omnibuslinien in größerem Umfange Verkehr fortnehmen werden, der sich allerdings nur auf kurzen Strecken bewegt.

Während Giese und die Studiengesellschaft einen Verkehrszuwachs aus der Abwanderung des Kraftwagenverkehres nicht herleiten, rechnet Kemmann mit einem Zuwachs von 0,9 Millionen Fahrten. Dem vermag ich mich nicht anzuschließen. Zunächst ist bekannt, daß die Omnibuslinien und der Kraftwagen von der Reichsbahn einen großen Verkehr abziehen. Es ist berechnet worden, daß im letzten Jahre die Reichsbahn hieraus einen Verlust von 100 Millionen RM im Personenverkehr erlitten hat. Es wäre daher im Gegenteil nicht unwahrscheinlich, daß die Städtebahn aus der weiteren Entwicklung des Kraftwagenverkehrs sogar einen Verlust haben könnte. Kraftwagen üben eine große Anziehungskraft aus, da man unmittelbar von der Wohnung ohne Zeitverlust für Zu- und Abgang zum Bahnhof, ohne Fahrkartenkauf jederzeit nach seiner Arbeitsstätte fahren und von dort nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten ohne Zeitverlust wieder zurückkehren kann. Die Kraftwagen sind daher der Städtebahn mit ihren wenigen Stationen gegenüber so sehr im Vorteil, daß ich an eine Heranziehung von Fahrgästen, die Kraftwagen benutzen, nicht glaube.

Wir kommen nun zu der Ermittlung der Verkehrssteigerung bis zum Jahre 1933, dem dritten Betriebsjahre der Städtebahn. Wie sich der Verkehr in den nächsten Jahren entwickeln wird, kann heute niemand voraussagen. Auf jeden Fall wird man bei weitem nicht mit der Entwicklung vor dem Kriege rechnen können, bei der in der Zeit von 1900 bis 1913 eine jährliche Verkehrszunahme von 7% erfolgte, während in der Zeit von 1913 bis 1926 z. B. auf der Rheinuferbahn der Verkehr jährlich nur um 1% stieg. Giese rechnet für die Zeit von 1926 bis 1933 mit 26% Verkehrssteigerung, Kemmann mit 20% und die Studiengesellschaft mit 21% (1927 mit 2%, 1928 mit 2,5%, 1929 mit 3%, 1930 mit 3,5%, 1931 mit 4%, 1932 mit 4% und im ersten Halbjahr 1933 mit 2%). In den Jahren 1926 und 1927 ist keine Verkehrssteigerung eingetreten. Bei diesem Stillstand des Personenverkehres und bei der Unsicherheit der allgemeinen wirtschaftlichen Verhältnisse in Deutschland scheint mir daher eine Verkehrszunahme von 20% bis zum Jahre 1933 zu hoch. Die für 1927 gerechneten 2% Verkehrssteigerung fallen nach der wirklichen Verkehrsentwicklung schon fort und für die nächsten Jahre möchte ich nicht glauben, daß sie bis zu 4% im Jahre, wie die Studiengesellschaft annimmt, steigen wird. Es sind daher von mir 16% Verkehrssteigerung bis zum Jahre 1933 eingesetzt, wobei ich natürlich wiederholen muß, daß die wirkliche Zu- oder Abnahme des Verkehres ganz und gar von der wirtschaftlichen Entwicklung Deutschlands abhängt.

Der Neuverkehr ist von Giese zu 30%, von der Studiengesellschaft zu 40% und von Kemmann zu 70% angesetzt worden. Giese errechnet den Neuverkehr bei der Verkehrsentwicklung der Schwebebahn Elberfeld—Vohwinkel. Er findet eine Zunahme von 6,18% jährlich und 30% bis zum

dritten Betriebsjahr. Die Studiengesellschaft ist bei Bestimmung des Neuverkehres von der Einwohnerzahl im Gebiet der Schnellbahn ausgegangen und hat drei Fahrten auf den Kopf der Bevölkerung im Jahre als Verkehrssteigerung, somit 40%, eingesetzt. Kemmann stützt seine Annahme für den Neuverkehr auf die Verkehrszunahme der Rheinuferbahn und errechnet hieraus 70% Neuverkehr. Bei den in der Einleitung kurz geschilderten Eigenheiten der Städtebahn und den heutigen ganz anders gearteten Wirtschaftsverhältnissen wie vor dem Kriege ist es außerordentlich schwer, ein vergleichsfähiges Verkehrsunternehmen zu finden. Die Verhältnisse bei der 13 km langen Schwebebahn lassen sich meiner Ansicht nach ebenso wenig auf die Städtebahn übertragen wie die Verkehrsentwicklung der Rheinuferbahn, die in ihrem Auslauf in der Stadt Köln und Bonn einen straßenbahnähnlichen Charakter hat und billigere Tarife als die Reichsbahn erhebt. Die Annahme der Studiengesellschaft mit drei Fahrten auf den Kopf der Bevölkerung ist zu allgemein, um als Beweis für die zu erwartende Verkehrssteigerung zu gelten. Ich verkenne nicht die großen Werbekräfte verbesserter Verkehrsverhältnisse, besonders wenn sie mit billigeren Tarifen zusammentreffen wie bei der Rheinuferbahn oder der von Kemmann erwähnten Überlandbahn Mailand—Varese. Sonst halte ich aber Vergleiche mit ausländischen Bahnen immer für sehr angreifbar, da die Verkehrsverhältnisse, die Tarife usw. in fremden Ländern doch meist ganz anders sind als bei den heimischen Bahnen. (Vgl. Verkehrstechnische Woche 1926 Heft 14 „Die Londoner Untergrundbahn".) So läßt sich z. B. die von Kemmann erwähnte Brightonbahn nicht mit der Städtebahn vergleichen. Die Brightonbahn ist eine Vorortbahn wie die Wannseebahn, die durch die Elektrisierung und die kürzeren Fahrzeiten den Omnibuslinien viel Verkehr fortgenommen hat und die Besiedlung der Vororte außerordentlich begünstigte. Wie weit auch eine Tarifänderung bei der Verkehrssteigerung mitwirkte, ist mir nicht bekannt. Die Städtebahn läuft dagegen zum größten Teil parallel zu bestehenden Linien und erschließt, von den Nebenlinien abgesehen, keine neuen Siedlungsgebiete. Auch der Stationsschwund und die Preise für Zeitkarten auf weitere Entfernungen, die bei der Städtebahn wesentlich höher liegen als auf der Reichsbahn, sind für Verkehrssteigerung ungünstig. Um sich ein Bild von dem zu erwartenden Neuverkehr zu machen, wollen wir uns einmal der Frage zuwenden, welche Verkehrsverbesserungen die Städtebahn bringt. Das Gebiet, das sie durchläuft, ist dicht mit Bahnen überzogen. Hinsichtlich der Tarife ist diesen Linien gegenüber festzustellen, daß hier bei den Einzelkarten keine Änderung eintritt. Im allgemeinen kann Neuverkehr also nur durch Beschleunigung der Züge und Verdichtung des Fahrplanes auf den der Reichsbahn parallel laufenden Linien gewonnen werden. Im übrigen wird der Städtebahn dort Neuverkehr zuströmen, wo neue bessere Verkehrsbeziehungen geschaffen werden, z. B. durch den günstigeren Anschluß von Gelsenkirchen an die Bahnhöfe Essen und Bochum und durch den Bau der bisher fehlenden Nord-Südverbindung Essen—Gladbeck, Duisburg—Dinslaken und durch die Strecke Duisburg—Mörs. Linien, die aber natürlich auch jeder Zeit von der Reichsbahn gebaut werden können. Auf diesen Linien kann sich wohl, wie Kemmann annimmt, bei gutem Fahrplan sehr bald ein Neuverkehr von 70% entwickeln. Aber die Fahrgäste auf den Nebenlinien legen im allgemeinen nur kürzere Strecken zurück. Auf weite Entfernungen wird sich dagegen ein Neuverkehr in dem Umfange wie ihn Kemmann annimmt, nicht einstellen. Denn bei einem halbstündigen Fahrplan sind die Verkehrsverbesserungen auf der Strecke Duisburg—Köln trotz der Beschleunigung der Züge nicht so wesentlich. Verpaßt bei der Städtebahn jemand in Köln den Zug, so muß er 25 Minuten auf den nächsten Zug warten, während auf der Reichsbahn zwar unregelmäßiger aber z. T. viel dichter, den Verkehrsschwankungen entsprechend, die Züge abfahren. Dann fallen bei der Städtebahn eine Reihe wichtiger Bahnhöfe fort. Weiter sind die Tarife für Zeitkarten auf längere Entfernungen nicht unwesentlich teuerer als bei der Reichsbahn. Endlich darf man nicht vergessen, daß eine einfache Fahrkarte dritter Klasse bei einer durchschnittlichen Reiselänge von 24 km 1,20 ℛℳ kostet, Hin- und Rückfahrt also 2,40 ℛℳ. Zwei bis drei Mark mehr als bisher auszugeben, wird sich aber mancher überlegen. Der Neuverkehr wird im übrigen wie die allgemeine Verkehrssteigerung in erster Linie von der ganzen wirtschaftlichen Entwicklung Deutschlands und besonders des Industriegebietes abhängen. Hier zu prophezeien möchte ich mir aber bei den widersprechenden Ansichten der Wirtschaftsführer versagen. Um indes nicht zu ungünstig zu rechnen und da ich Kemmann an sich zustimme, daß Verkehrsverbesserungen auch im großen Umfange verkehrssteigernd wirken, will ich auf kürzere Strecken mit einem Neuverkehr über 50% und auf weitere Entfernungen mit einem unter 50% liegenden Neuverkehr rechnen, im Durchschnitt also 50% Neuverkehr einsetzen. Insgesamt würde hiernach der Städtebahn ein Verkehr von 22 Millionen Fahrten zufallen (s. Zusammenstellung 2). (Übergangsverkehr 12,5 Millionen Fahrten, Zusatzverkehr 1,7, von Straßenbahn und Omnibus 2,5, Verkehrszuwachs 2,1 und Neuverkehr 7,4, insgesamt 22,2 Millionen Fahrten.)

### Einnahmen.

Die mittlere Fahrgeldeinnahme ist von Giese zu 4,87 Pf./km, von der Studiengesellschaft zu 4,62 Pf./km und von Kemmann zu 4,5 Pf./km errechnet. Da wesentliche Verschiedenheiten nicht bestehen, so sei der Berechnung, um bei dem geringeren Anteil an Zeitkartenfahrten nicht zu ungünstig zu rechnen, sogar 5,0 Pf./km zugrunde gelegt. Auch die mittlere Reiselänge weicht bei den einzelnen Untersuchungen nicht wesentlich voneinander ab. Giese findet einen 24 km, die Studiengesellschaft 24,5 und Kemmann auch 24,5 km langen, durchschnittlichen Reiseweg. Ich habe beim Bahnhof Essen den durchschnittlichen Reiseweg nachgeprüft und etwas niedriger gefunden, was an sich ja ganz natürlich ist, da die Reisewege von Köln und Düsseldorf entsprechend größer sind. Es ist daher die mittlere Reiselänge von 24,5 km von mir übernommen. Die jährliche Einnahme der Städtebahn im Jahre 1933 würde sich demnach auf 24 Millionen Fahrten mal 5,00 Pf./km mal 24,5 km Reiselänge, rund 27,2 Millionen ℛℳ errechnen. Hierzu treten noch Nebeneinnahmen von vielleicht 0,3 Millionen ℛℳ. Es ergibt sich also eine Gesamteinnahme von 27,5 Millionen ℛℳ.

### Fahrplan.

Bevor wir auf die Betriebskosten eingehen, scheint es mir nötig, zu dem von der Studiengesellschaft aufgestellten Fahrplan kurz Stellung zu nehmen. Der Fahrplan sieht auf der Hauptstrecke Köln—Duisburg halbstündige Zugfolge und auf dem Streckenabschnitt Duisburg—Dortmund, von den Stunden zwischen 10 und 16 abgesehen, $^1/_4$stündigen Verkehr vor. Auf den Nebenlinien folgen sich die Züge den ganzen Tag über in Abständen von $^1/_4$ Stunde. Gegen diese Fahrplanbildung sind grundsätzliche Bedenken geltend zu machen. Einmal will es nicht recht natürlich erscheinen, daß man die Nebenlinien so wesentlich besser behandelt als die Hauptlinien. Besonders die Zugverbindungen auf der Strecke Köln—Düsseldorf sind sehr ungünstig. Hier sollen den ganzen Tag über nur alle halben Stunden Züge verkehren, obwohl nach der Streckenbelastung (Abb. 4) der Verkehr zwischen Köln und Duisburg ebenso stark ist wie auf der Strecke Mülheim—

Dortmund, wo man von den Mittagsstunden abgesehen, alle ¼ Stunden einen Zug hat. Auch mit Rücksicht auf den Übergangsverkehr von den Nebenlinien auf die Hauptstrecke ist diese Einschränkung der Zugzahl unerwünscht, da sich daraus lange Übergangszeiten ergeben. Im übrigen erscheint auch die im Fahrplan vorgesehene Einschränkung des Fahrplanes zwischen Duisburg und Dortmund in den Mittagsstunden nach der Verkehrsbelastung unbegründet (Abb. 5). Die Abb. 5 zeigt die nach den Verkehrszählungen von Essen zu den verschiedenen Tagesstunden abgefahrenen Reisenden, und den geplanten Fahrplan. Auch wenn die spätere Belastung der Städtebahn nicht ganz der Abbildung entsprechen sollte, so dürfte doch eine wesentlich andere sich nicht ergeben. Auch die von Kemmann gebrachte Abb. 22 zeigt ähnliche Tagesschwankungen. Sie läßt gleichfalls erkennen, daß eine Einschränkung des Zugverkehres während der Stunden 10 bis 16 z. T. verkehrlich nicht begründet ist.

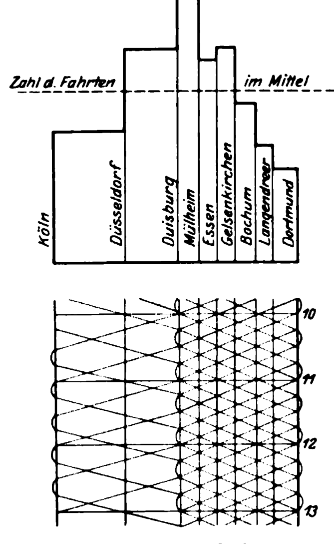



Abb. 4. Streckenbelastung.

fährt und sich keine zu langen Zu- und Abgangszeiten zum Bahnhof ergeben. Halbstündige Zugfolge bietet an sich noch keinen großen Anreiz zur Benutzung der Bahn. Muß man eine halbe Stunde auf den nächsten Zug warten (oder beim Übergang von der Nebenstrecke auf die Hauptstrecke eine Viertelstunde), so geht der Vorteil der schnelleren Fahrt zum großen Teil verloren. Die Schnellbahnen verdanken ihre Beliebtheit nicht allein der größeren Fahrgeschwindigkeit, sondern nicht weniger der dichteren Zugfolge und günstigen Lage zum Verkehr. Statt eines ½stündigen Fahrplanes halte ich daher auch schon aus allgemeinen Verkehrsgründen eine dichtere, wenigstens ¼stündige Zugfolge auf der Hauptstrecke für unbedingt nötig und ebenso dringend wie eine Vermehrung der Haltestellen in der Stadt Köln usw. Nur so kann die Städtebahn im großen Umfang auf Neuverkehr rechnen. Der dichtere Fahrplan wird natürlich auch mehr Zugkilometer und Wagenzüge erfordern. Nebenbei möchte ich bei Besprechung des Fahrplanes noch erwähnen, daß ich es aus Gründen des Betriebs und des Verkehrs für einen großen Fehler halten würde, wenn man auf den Haupt- und Nebenstrecken verschiedene Wagenarten mit verschiedenen lichten Räumen wählen sollte, um an Anlagekosten zu sparen. Hierdurch wird der Wagenübergang von der Haupt- zur Nebenstrecke ein für allemal unmöglich gemacht. Der späteren Verkehrsentwicklung und Betriebsführung, die man heute doch nicht so genau übersehen kann, würden dadurch starke Fesseln auferlegt. Eine solche Beschränkung des Betriebes würde sich später sicher einmal rächen.

Abb. 5. Verkehrsbelastung.

Beim Schnellverkehr kommt es nicht nur darauf an, schnell zu fahren, sondern ebenso wichtig ist es, daß man oft

Im engen Zusammenhang mit dem Fahrplan steht die Platzausnutzung. Sie hängt einmal vom Verkehr und dann

von der Fahrplangestaltung ab. Wir sahen, der Fahrplan paßt sich auf der Hauptstrecke der Verkehrsbelastung sehr schlecht an. Denn es ist nicht einzusehen, weshalb auf der Strecke Köln—Duisburg bei gleichem Verkehr wie auf den Streckenabschnitten Duisburg—Dortmund nur halb so viel Züge verkehren. Ebenso ist die Einschränkung des Zugverkehres auf der Strecke Duisburg—Dortmund in der Mittagszeit verkehrlich nicht begründet. Bei diesem Fahrplan würden zwischen Köln und Duisburg, also gerade dort, wo die Fahrgäste längere Strecken zurücklegen müssen und die Nachfrage nach Sitzplätzen besonders groß ist, die Züge überfüllt sein, und viele Leute stehen müssen, während auf der Strecke Duisburg—Dortmund, auf der die Stationsentfernung wesentlich kürzer ist, für den gleichen Verkehr doppelt so viel Plätze angeboten werden.

Die Verkehrskurven auf den Nebenstrecken, die bisher noch nicht aufgestellt sind, werden wahrscheinlich größere Schwankungen aufweisen als auf den Hauptlinien. Streckenbelastung und Verkehrsschwankungen am Tage werden bei der dichten Stationslage mehr den Charakter einer Stadtschnellbahn annehmen und größere Unterschiede auf den einzelnen Streckenabschnitten und zu den verschiedenen Tageszeiten aufweisen. So wird z. B. bei Zügen von Dinslaken über Essen nach Gladbeck der Verkehr vom Endpunkte Dinslaken aus wie bei jeder Schnellbahnlinie von geringerer zu stärkerer Belastung ansteigen, zwischen Oberhausen und Essen seine Höchstbelastung erreichen und von dort bis Gladbeck wieder abnehmen. Ebenso werden die Tagesschwankungen auf den Nebenstrecken bei der dichten Stationsfolge durch den Berufsverkehr in größerem Umfange beeinflußt als auf der Hauptstrecke. Aus beiden Momenten wird sich eine ungünstige Platzausnutzung ergeben.

Giese rechnet auf allen Strecken im Durchschnitt mit 25%, die Studiengesellschaft mit 30% und Kemmann mit 33% Platzausnutzung. Ich möchte glauben, daß die Studiengesellschaft, auch wenn sie ihren Fahrplan entsprechend ändert, zufrieden sein kann, wenn sie eine Platzausnutzung von 30% erreicht.

### Ausgaben.

Die Betriebsausgaben zerfallen erstens in die eigentlichen Betriebskosten, zweitens in die Steuern und Abgaben, drittens in die Rücklagen und viertens in den Kapitaldienst. Die Betriebskosten sind von Giese nach den wagenkilometrischen Ausgaben anderer Bahnen zu 90 Pf./km geschätzt. Von der Studiengesellschaft ist eine genaue Aufstellung über die persönlichen und sachlichen Ausgaben gemacht. Kemmann hat sich dieser Berechnung angeschlossen und auch ich möchte von den von der Studiengesellschaft angegebenen Ausgaben ausgehen.

Allgemein fallen in der Berechnung die ziemlich niedrigen Verwaltungskosten und die verhältnismäßig geringen Ausgaben für Unterhaltung und Bewachung der Bahnanlagen und Unterhaltung der Fahrzeuge auf. Besonders die Ausgaben für Oberbau werden bei den zu erwartenden höheren Aufwendungen für Bergschäden, für Unterhaltung der selbsttätigen Streckenblockung, ferner (bei der starken Abnutzung des Oberbaues) für die im Betriebe auszuführenden Umbauarbeiten nicht ausreichen, denn die Studiengesellschaft rechnet nur mit einem Kopf Unterhaltungsbedarf auf den Streckenkilometer, während bei der Reichsbahn durchschnittlich doppelt soviel Kräfte nötig sind.

Ein großer Teil der Ausgaben hängt im übrigen natürlich von der Ausgestaltung des Fahrplanes ab. Wie bereits dargelegt halte ich aber eine Vermehrung der Züge für notwendig. Führt man diesen dichteren Fahrplan ein, so werden natürlich auch Zug- und Wagenkilometer und damit auch die Kosten um etwa 15% steigen.

Giese hat für das dritte Betriebsjahr 11,5 Millionen RM Betriebsausgaben und 90 Pf. für den Wagenkilometer errechnet, die Studiengesellschaft 9,2 Millionen bzw. 62,5 Pf. je Rechnungswagenkilometer und Kemmann 9,7 Millionen bzw. 65,5 Pf. Die gegen die Ausgabe bei der Studiengesellschaft etwas erhöhten Zahlen bei Kemmann kommen durch die von Kemmann für nötig gehaltene Erhöhung der Unterhaltungskosten für die Bahnanlagen und Fahrzeuge zustande. Mit Rücksicht auf die vorstehenden Ausführungen möchte ich die kilometrischen Ausgaben von Kemmann übernehmen, halte aber eine Erhöhung der Wagenkilometerzahlen um 15% für nötig. Danach ergeben sich bei 65,5 Pf. auf den Wagenkilometer rund 11,1 Millionen RM Betriebsausgaben.

Die Steuern und Abgaben sind bei den geringeren von mir errechneten Einnahmen natürlich auch niedriger als bei der Studiengesellschaft. Sie sind mit 6 Millionen RM eingesetzt.

Die Rücklagen dürften wenigstens ebenso hoch sein, wie sie bei der Studiengesellschaft angenommen wurden, nämlich 2,25 Millionen RM.

Die Verzinsung des Anlagekapitals steigt bei dem höheren früher errechneten Anlagekapital auf 13,3 Millionen RM. Die Zusammenstellung 7 zeigt, wie sich hiernach die Einnahmen und Ausgaben im Vergleich zu den übrigen Schätzungen stellen würden. Während die Studiengesellschaft und Kemmann einen Überschuß von mehreren Millionen RM im dritten Betriebsjahre finden, schließt meine überschläg-

Zusammenstellung 7.

| Bearbeiter | Verkehr Mitt. Pers.-km | Einnahmen | | | | Betriebsleistung | | Betriebsaufwand | | | | Betriebsüberschuß | Betriebszahl | Sonstige Aufwendungen | | | Gesamtaufwendungen | Wirtschaftsergebnis | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | Betriebskosten | | | | | | | Rücklagen | | | | |
| | | Mittlere Einnahme auf das Pers.-km | Betriebseinnahme | Nebeneinnahmen | Gesamteinnahmen | Platzausnutzung | Betriebsleistung | Betrag | auf das Wagenkm | Steuern einschließlich Reparationsbelastung | Gesamtbetriebsaufwand | | | Verzinsung der Schuldverschreibung | Erneuerungsfonds | Sonstige Fonds | | Reinüberschuß (— oder +) | Dividende auf das Aktienkapital |
| | | Pf. | Mill. RM. | Mill. RM. | Mill. RM. | % | Mill. Wgkm | Mill. RM. | Pf. | Mill. RM. | Mill. RM. | Mill RM. | % | Mill. RM. | Mill. RM. | Mill. RM. | Mill. RM. | Mill. RM. | % |
| Giese | 480,0 | 4.87 | 23,4 | 0,6 | 24 | 25 | 12.80 | 11,50 | 90 | 5,50 | 17,00 | 6,40 | 72,6 | 18,00 | — | — | 35,0 | —11,0 | — |
| Studiengesellschaft | 798 | 4,62 | 36,87 | 0,63 | 37,5 | 30 | 14,9 | 9,3 | 62,5 | 8,525 | 17,825 | 19,045 | 48,3 | 11,9 | 1,775 | 0,475 | 32,0 | + 5,5 | 3,2 |
| Kemmann | 882 | 4.5 | 39,70 | 0,30 | 40.0 | 33 1/3 | 14.8 | 9,7 | 65,5 | 9,21 | 18,91 | 20,79 | 47,6 | 11,9 | 1,900 | 0,585 | 33,3 | + 6.7 | 3.94 |
| Verfasser | 544 | 5,0 | 27,2 | 0.30 | 27,5 | 30 | 17.0 | 11,1 | 65,5 | 6,00 | 17,10 | 10,4 | 62,3 | 13.3 | 1,775 | 0,475 | 32,65 | — 5,15 | — |

liche Berechnung mit einem Fehlbetrag von 5,15 Millionen RM ab. Das wirtschaftliche Ergebnis ist also, obgleich in vielen Punkten andere Annahmen gemacht wurden als bei Giese, im Endergebnis gleich ungünstig.

### Schluß.

Bei der wirtschaftlichen Würdigung der Zahlen über die Einnahmen und Ausgaben ist noch zu berücksichtigen, daß bei der Berechnung von Giese, der Studiengesellschaft, Kemmann und mir von vornherein nur mit Verzinsung des halben Anlagekapitales gerechnet wurde. Außer unverzinsten 190 Millionen RM würden also bei einem Defizit von 5,15 Millionen RM noch etwa 70 Millionen zinslos angelegt erscheinen.

Ich verkenne nicht manche Vorzüge und Verkehrsverbesserungen, die die Städtebahn bringen würde, glaube aber doch, daß es sich Deutschland bei den heutigen wirtschaftlichen Verhältnissen nicht erlauben kann, 260 Millionen RM zinslos auszugeben. Auch kann man doch über die warnenden Stimmen erster Wirtschaftsführer z. B. über die Äußerungen des Vorsitzenden des Reichsverbandes der deutschen Groß- und Überseehandlung Dr. Ravené, der vor einem zu großen Optimismus warnt, nicht vorübergehen.

Ich möchte aber diesen Aufsatz nicht mit einem negativen Ergebnis schließen. Der so lebhaft vorgetragene Wunsch nach dem Bau der Städtebahn entspringt dem Bedürfnis nach besserer Bedienung des örtlichen Personenverkehres im Industriegebiet. Bei der außerordentlich großen wirtschaftlichen Bedeutung von Rheinland und Westfalen und der Wichtigkeit, den dortigen Güterverkehr, aber ebenso auch den Personenverkehr gut zu bedienen, wirft sich daher die Frage auf, ob man nicht, wenn die Städtebahn unwirtschaftlich ist, in anderer Weise, nämlich durch Maßnahmen der Reichsbahn eine gleiche oder ähnliche Verkehrsverbesserung erreichen kann. Tarifherabsetzungen möchte ich hier ausschalten, da sie ebenso wie der Bau der Städtebahn der Reichsbahn die Mittel nehmen würden, die notwendigen Bauten durchzuführen. Aus den Arbeiten der Studiengesellschaft kann man mehrere sehr wertvolle Anregungen herausschälen, nämlich erstens die Trennung des Personen- und Güterverkehres durch den Bau besonderer Gleise für den Personenverkehr, zweitens die bessere Verkehrsverbindung von Gelsenkirchen mit Essen und Bochum, drittens den Bau dringend notwendiger Nord-Südverbindungen und viertens die Elektrisierung wichtiger Bahnlinien. Giese hat ausgeführt, daß die Strecken im Industriegebiet noch einen 30% stärkeren Verkehr ohne Schwierigkeiten bewältigen können. Die von den Reichsbahndirektionen durchgeführten Rationalisierungsarbeiten im Güterverkehr des Industriegebietes, bei denen ganze Verschiebebahnhöfe stillgelegt wurden, und die zur Zeit noch im Fluß befindlichen wichtigen Arbeiten (vgl. Marx, Verkehrstechnische Woche 1927 Heft 42) zeigen, daß man die Leistungen der Bahnhöfe bei den bestehenden Anlagen noch wesentlich steigern und wirtschaftlicher gestalten kann. Allein durch solche Maßnahmen lassen sich aber doch die Druckpunkte und Engpässe des Verkehres im Industriegebiet nicht aus der Welt schaffen. Ohne bauliche Änderungen wird es nicht abgehen.

Bevor man aber zu solchen Bauten schreitet, sollte man den Personen- und Güterverkehr im rheinisch-westfälischen Industriegebiet möglichst genau studieren. Die Kenntnis der Zahl der verkauften Fahrkarten und die sonstigen bisherigen Erhebungen über den Personenverkehr reichen hier nicht aus. Man sollte, wie man auf meine Anregung hin bei der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahn und später in Altona-Hamburg getan hat, wirkliche Verkehrszählungen durchführen. (Vgl. Verkehrstechnische Woche 1925 Heft 17.) Hieraus würde man die Stärke des Verkehrs, die Verkehrswege, die Benutzung der Zeitkarten, die Belastung der einzelnen Strecken und die Schwankungen zu den einzelnen Tagesstunden genauer sehen können. So gut wie diese Verkehrszählungen in Berlin durchführbar waren, müssen sie auch im rheinisch-westfälischen Industriegebiet möglich sein. Die so durch besondere Verkehrszählungen gefundenen Verkehrsbänder würden zeigen, wo eine Trennung von Personen- und Güterverkehr unbedingt nötig ist und wo neue Linien von Norden nach Süden und zum besseren Anschluß einzelner Orte (Gelsenkirchen) gebaut werden müssen. Neben der Schaffung genauer Unterlagen über den Personenverkehr müßten auch über den Güterverkehr eingehende Erhebungen gemacht werden. Hier bestehen zweifellos durch die Ausnutzung des Lochkartenverfahrens sehr wertvolle Angaben über die Zahl der auf den einzelnen Strecken gefahrenen Züge und Zugkilometer usw. Auch über die Be-

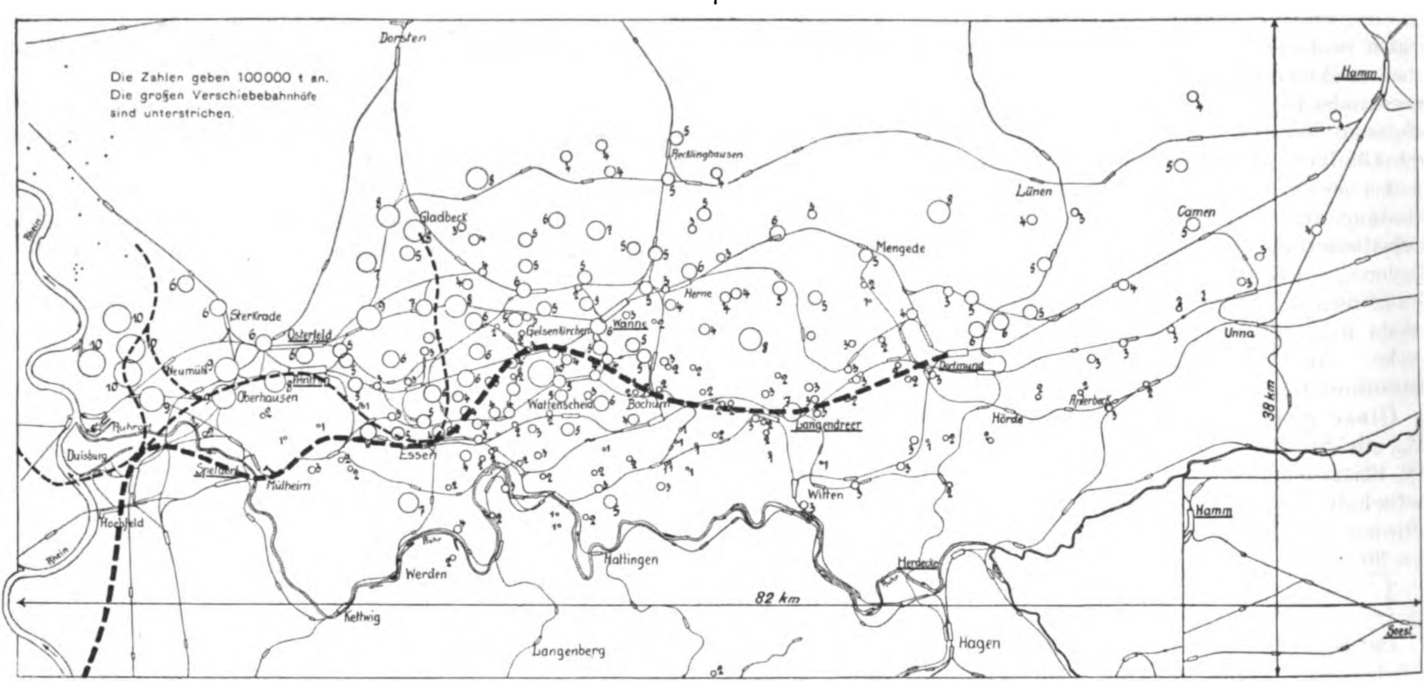



Abb. 6. Förderung an Steinkohle im Ruhrgebiet 1912.

lastung der Bahnhöfe mit ein- und ausgehenden Wagen hat man einen guten Überblick. Daneben aber würde ich es doch für erwünscht halten, über die einzelnen Güterarten besonders natürlich über die Fahrten von der Gewinnungsstelle bis zur Verbrauchsstelle oder zur Endladestelle (Hafen) Übersichten anzufertigen. Entsprechende Untersuchungen sind von mir vor dem Kriege einmal versucht worden. Die Abb. 6 und 7 zeigen z. B. daß große Steinkohlengruben im Norden liegen, ihre Versandstation dagegen infolge der geschichtlichen Entwicklung der Bahnen mitten im Industriegebiet an den südlichen Strecken. Vielleicht würde aber z. B. durch Anschluß der Gruben an die Strecke Recklinghausen—Gladbeck statt an die Linie Herne—Osterfeld sich eine Entlastung dieser Strecke und eine günstigere Abwicklung des Personen- und Güterverkehres erreichen lassen. Weiter darf man auch nicht vergessen, daß das Bahnnetz im Industriegebiet ursprünglich drei großen Bahngesellschaften gehörte: der Bergisch-märkischen, Köln-Mindener und Rheinischen Eisenbahn, die sich Konkurrenz machten, und daß bei der ost-westlichen Führung dieser drei Linien der Nordwestverkehr erschwert wurde, da jede Bahngesellschaft dahin strebte, ihr eigenes Einflußgebiet zu behalten. Genaue Erhebungen über den Personen- und Güterverkehr würden die Möglichkeit bieten, einen großzügigen Betriebsplan für das rheinisch-westfälische Bahnnetz aufzustellen, in dessen Rahmen man dann die einzelnen Bauten ausführen könnte. Daß es der Reichsbahn gelingen wird einen solchen, nicht mehr durch die verschiedenen Interessen mehrerer Gesellschaften erschwerten generellen Entwurf aufzustellen und trotz der großen baulichen und betrieblichen Schwierigkeiten in diesem dichten, überall mit Hauptstrecken, Nebengleisen und Anschlüssen bedeckten Gebiet und trotz des starken Verkehrs auch durchzuführen, bezweifle ich nicht. Neben diesen Bauten müßte die Elektrisierung wichtiger Linien hergehen.

Durch solche im Interesse des **gesamten** Personen- und Güterverkehrs im Industriegebiet durchgeführten Bauten würden bei gleichen Kosten wie bei der Städtebahn für die Allgemeinheit größere Verkehrsverbesserungen erreicht. Die Städtebahn würde nur für den Personenverkehr einzelner Städte des Industriegebietes, allerdings der größten, bessere Verkehrsverbindungen bringen. Durch Bauten der Reichsbahn können dagegen bei dem dichteren Netz und der großen Zahl der Stationen zehnmal mehr Verkehrsbeziehungen verbessert werden. Auch kommen die Bauten und Ausgaben allen Reisenden zu gute und nicht fast nur den Fahrgästen zweiter und dritter Klasse. Weiter bringt eine Verbesserung des Personenverkehres im Industriegebiet auch eine Erleichterung des Güterverkehres. Man braucht nur das Wort „Wagenmangel" auszusprechen, um zu zeigen, wie wirtschaftlich wertvoll solche Verbesserungen für das gesamte Wirtschaftsleben des Rheinisch-westfälischen Wirtschaftsgebietes sein können.

Breslau, Dezember 1927.

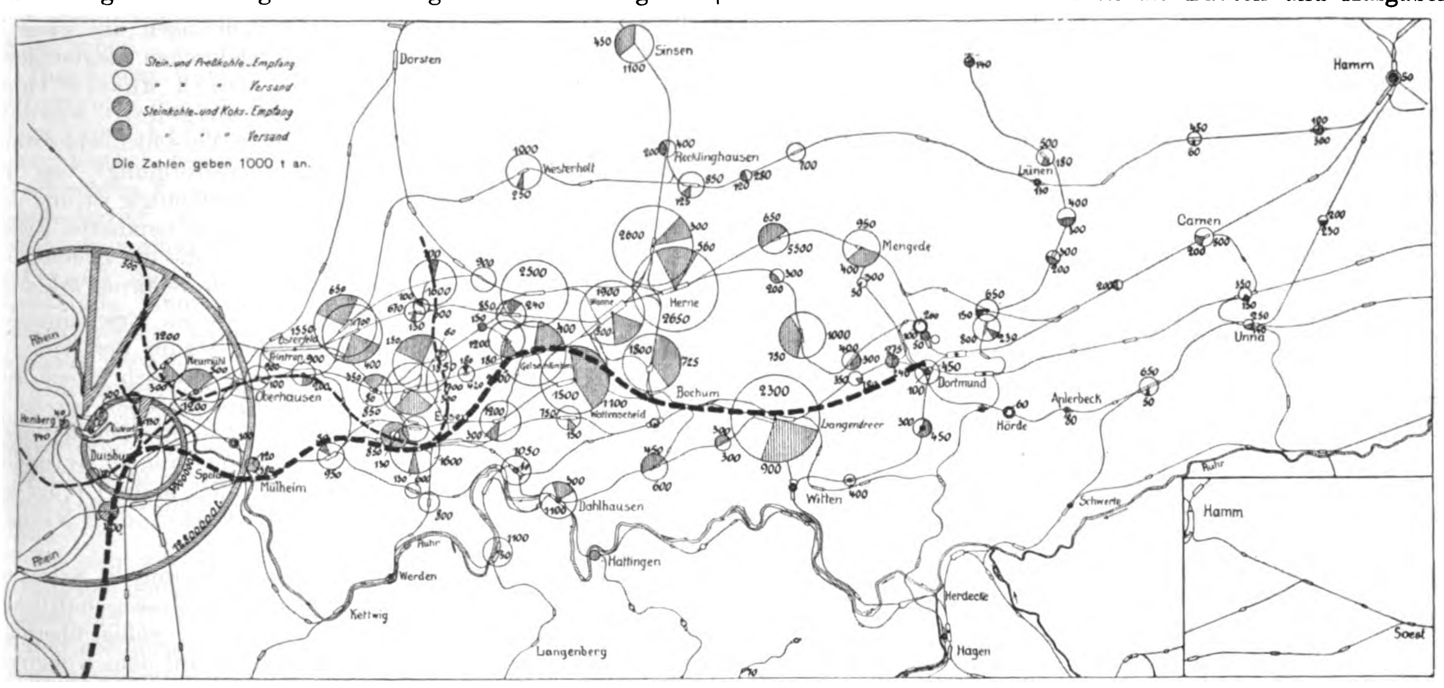



Abb. 7. Empfang und Versand an Steinkohle und Koks der Stationen nach der Verkehrsstatistik 1912.

## Prüfung von Stoffen auf Verschleiß durch Abnutzung und Verformung.

Vortrag gehalten auf dem Kongresse des Internationalen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik in Amsterdam von Oberbaurat Ing. Spindel, Innsbruck.

### I. Vorwort.

Die Stoffprüfung mit ihren mannigfaltigen hervorragend ausgebildeten Prüfvorrichtungen und Prüfverfahren ist eine verhältnismäßig noch junge Wissenschaft, in ihren Uranfängen reicht sie aber sicherlich bis zu den ersten Entwicklungsstufen der Menschheit zurück, die ja ihren technischen und kulturellen Fortschritt nicht zum geringsten Teile der zunehmenden Erkenntnis über die Güteeigenschaften der Werkstoffe zu verdanken hat. Bei den neuzeitlichen raschen Fortschritten in der Erzeugung und Verwendung der Baustoffe fehlt es selbst dem geübtesten Fachmanne an ausreichender Erfahrung zur sicheren Beurteilung ohne eigene Prüfmaschinen und überdies könnte man ohne solche die Güte bestenfalls **schätzen**, aber nie einwandfrei **messen**. Stoffprüfungen mit **gemessenen**, das heißt auf einen Vergleichsmaßstab bezogenen ziffernmäßigen Gütewerten werden aber nicht bloß für die Technik, sondern auch im Interesse der öffentlichen Sicherheit und im Interesse der Wirtschaft insbesondere zur Regelung der Beziehungen zwischen Erzeugern und Verbrauchern unbedingt gefordert. Diesen Forderungen kann nur durch die fort-

währende Schaffung neuartiger Sonderprüfmaschinen und einheitlich geregelter Prüfverfahren Rechnung getragen werden.

Eine Grundbedingung für alle Stoffprüfungen ist aber, daß durch die Prüfung auch das eigentliche Wesen, das heißt jene Merkmale eines Stoffes voll und richtig erfaßt werden, die für dessen Gebrauchswert von ausschlaggebendem Einfluß sind, da andernfalls die Erprobungen, selbst mit den genauesten Prüfmaschinen, zur bloßen Formsache werden und das Materialprüfungswesen hierdurch bei Erzeugern und Verbrauchern in Mißkredit kommen könnte. Gerade die Regelung des rechtlichen Verhältnisses zwischen Erzeugern und Verbrauchern mag viel dazu beigetragen haben, daß in den Liefervereinbarungen und insbesondere in den Lieferbedingnissen öffentlicher und sonstiger großer Körperschaften nicht immer solche Prüfverfahren vorgeschrieben werden, die der Beanspruchung und dem Verhalten der betreffenden Stoffe bei der Verwendung angepaßt sind, sondern daß sehr häufig noch solchen Prüfverfahren der Vorzug gegeben wird, welche an und für sich d. h. unbekümmert um den Verwendungszweck ein anscheinend einwandfreies, weil mit den geringsten Schwankungen behaftetes Prüfergebnis liefern.

So werden beispielsweise Zerreiß-, Druck- und Biegefestigkeit für viele Baustoffe als Gütemaßstab mit vereinbarten Mindestwerten vorgeschrieben, trotzdem die Fachleute sowohl aus den praktischen Betrieben, als auch aus den Materialprüfungsanstalten der Großerzeuger und Verbraucher schon lange erkannt haben, daß Bau- und Werkstoffe nicht ausschließlich nach den Ergebnissen der Festigkeitsprüfungen (Zerreiß-, Druck-, Biege-, Schlagproben usw.) beurteilt werden dürfen, da man aus diesen allein nur unzureichende oder gar unzutreffende Schlüsse betreffs der Eignung für bestimmte Verwendungszwecke ziehen würde.

Dies gilt nun in erster Linie für jene Stoffe, die im Betriebe sich selbst und die mit ihnen in Berührung kommenden Stoffe mehr oder weniger abzunutzen und zu verformen vermögen, wodurch schwere Betriebsschäden und Geldverluste verursacht werden. Ähnliches gilt auch betreffs des Bearbeitungswiderstandes von Stoffen und der Schneidefähigkeit von Werkzeugen, welche seit den Taylorschen Versuchen die Fachwelt immer von neuem beschäftigen und gerade so wie der Abnutzungswiderstand und die Angriffsschärfe aus den theoretischen Festigkeitsziffern allein nicht beurteilt werden können. Hinsichtlich des Verschleißes von Eisenbahnschienen sei da insbesondere auf die hervorragende Betätigung des Baudirektors **Wilhelm Ast** der Nordbahn Wien auf den Kongressen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen und des Internationalen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik hingewiesen und an die aufsehenerregenden Mitteilungen Asts auf den Kongressen von Stockholm (1897) und Budapest (1900) über das ganz eigenartige Verhalten von Schienen im Betriebe bezüglich der Abnutzung und der Brüchigkeit erinnert.

In Stockholm berichtete Ast, daß im Bereiche der Nordbahn Schienen einer Strecke, die im Jahre 1886 verlegt, also nur 10 bis 12 Jahre in der Bahn gelegen und von 80,5 Mill. Bruttotonnen befahren worden waren, sehr große Abnutzungen (bis 9,3 mm in der Höhe, bis 7,8 mm seitlich) gezeigt hatten, während Schienen einer anderen unter ganz gleichen Verhältnissen beanspruchten Strecke, die schon 1877, also zehn Jahre vorher, verlegt waren nach zwanzigjähriger Betriebsdauer und von 102 Mill. Bruttotonnen befahren, nur sehr wenig (bis max 1,9 mm) abgenutzt waren und auch sonst ein tadelloses Aussehen zeigten, trotzdem beide Schienen die gleichen Zerreißfestigkeiten (von 44 bis 55 kg/mm²) aufwiesen. Ast sagte damals über diesen Fall: „Wider Erwarten gaben die Zahlenwerte der Zerreißprobe, der Härtebestimmung sowie der chemischen Analyse nicht die gewünschten Anhaltspunkte für die Beurteilung dieser beiden in ihrem praktischen Verhalten so verschiedenen Schienenlieferungen, — ja man könnte aus den vorangeführten Ziffern eher die Schlußfolgerung ziehen, daß das nicht bewährte Material das bessere sei.“

In Budapest berichtete Ast über einen Eisenbahnunfall bei Wagram, der durch den Bruch einer Schiene verursacht worden war, die in viele Stücke zersplitterte und von den Sachverständigen deswegen als glashart bezeichnet worden war, in Wirklichkeit sich aber bei der Untersuchung der einzelnen Teile auf Zerreißfestigkeit als sehr weich mit nur 51 bis 53 kg/mm² Zerreißfestigkeit und 22 bis 32% Dehnung herausgestellt hatte. Ast hatte später auch erklärt: „Im Bereiche der Nordbahn kommen alljährlich gegen 1000 Schienenbrüche vor. Einzelne haben auch schwere Unfälle im Gefolge gehabt. Sie betreffen hauptsächlich das ältere Material, während das neuere zumeist stark deformiert wird, der Stahl fließt ab. Das muß anders werden!“

Diese besonders auffälligen Erscheinungen die ganz in der gleichen Weise auch bei den Österreichischen Staatsbahnen beobachtet wurden, sind nun erst durch unsere Innsbrucker Laboratoriumsversuche aufgehellt worden, die schließlich gezeigt haben, daß der Verschleißwiderstand (Widerstand gegen Abnutzung und Verformung) von der Zerreißfestigkeit und Kugeldruckhärte unabhängig ist und daß weiter in länger befahrenen Schienen ganz namhafte Eigenspannungen bis zu 2000 kg/cm² entstehen, die die Brüchigkeit der alten phosphorreichen Bessemerstahl-Schienen erklären.

Man versuchte damals allerdings, diesen Erscheinungen mit Hilfe der Ätzproben bei dreitägiger Ätzung der Schienen mit Salzsäure auf den Grund zu kommen, was sich jedoch bald als ungeeignet erwies. Ast selbst sagte hierüber bereits in Stockholm (1897): „Diese Ätzprobe wie sie hier bei den oben angeführten Erprobungen zur Anwendung kam, so primitiv sie sein mag, gestattet immerhin einen Blick in das Gefüge des Materials, sie erhebt sich aber nicht über das Niveau einer informativen Vorprüfung.“

Diese Art Ätzprobe bei dreitägiger Ätzung in Salzsäure wurde einige Jahre darauf durch die streng wissenschaftlichen metallographischen Untersuchungsmethoden völlig überholt, ein Jahrzehnt nach ihrer Veröffentlichung auf dem Kongresse in Kopenhagen (1906) von den ersten Autoritäten, wie Martens und Heyn (Berlin), entschieden abgelehnt und in der Folge auch vom Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen wieder gänzlich verlassen.

Im Hinblick auf die großen Schäden, die im Eisenbahnbetrieb infolge der unzulässig hohen Abnutzungen an Schienen, Radreifen, Bremsklötzen, Lagern usw. verursacht wurden, hat das Materialprüfungs- und Versuchslaboratorium der Österreichischen Staatsbahnen in Innsbruck seit dem Jahr 1911 eingehende Studien und Versuche sowohl im praktischen Betrieb, als auch in seiner Versuchsanstalt angestellt und im Laufe der Jahre eigene Prüfverfahren und eine eigens hierfür gebaute Prüfmaschine zum Gleiten von Metall auf Metall erdacht, mit welchen das Wesen des Verschleißes ebenso treffend erfaßt wird, wie etwa die Wetterbeständigkeit von Steinen durch die Frostproben und dergl.

Der seinerzeitige Vorstand des Departements für Eisenbahnoberbau im österreichischen Eisenbahnministerium, zur Zeit Baudirektor der Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen Dr. techn. Ferdinand Trnka hat für diese Versuche von Beginn an großes Interesse bekundet und sie auf das wirksamste gefördert. Über seinen Auftrag erhielt das Innsbrucker Laboratorium von den anderen Staatsbahndirektionen und sämtlichen Eisenwerken Alt-Österreichs Versuchsstoffe zugewiesen, an dem die Zuverlässigkeit des neuen Verfahrens erprobt wurde.

Die Innsbrucker Versuche erstrecken sich auf die Erprobung des Abnutzungs- und Bearbeitungswiderstandes von Stoffen für Bauzwecke und für Maschinen, der Güte von Werkzeugstählen und Werkzeugen, der Schmierfähigkeit von Ölen usw., wobei zum Großteil nach ganz neuen Prüfungsverfahren gearbeitet wird. Im folgenden sollen nur die Ergebnisse der Abnutzungsprüfungen mitgeteilt werden, und zwar in dem gleichen Wortlaut wie sie Verfasser in seinem Berichte auf dem Kongreß des Internationalen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik vorgetragen (am 14. September 1927 in Amsterdam) hat.

**II. Vortrag über „Prüfung der Abnutzung".**

Bei den Versuchen der Bundesbahndirektion Innsbruck wurde festgestellt, daß durch bloßes Gleiten von Stahl auf Stahl, Eisen, Metallen oder Steinen bei mäßigen Gleitgeschwindigkeiten und Anpreßdrücken ganz namhafte Abnutzungen und Verformungen entstehen können, welche bei nicht verschleißfesten Stählen bis auf 1 mm Tiefe in der Minute gehen.

Durch den Verschleiß, d. i. durch Abnutzung und Verformung der Stoffe wird der Widerstand gegen Bruch infolge von Kerbwirkungen und Eigenspannungen außerordentlich herabgesetzt und die Kräftewirkung wegen des schlechten Zusammenpassens sehr erhöht, so daß die aus Bruchfestigkeit und Beanspruchung errechnete bzw. die tatsächlich vorhandene kleinere Sicherheit zum Teil oder auch ganz verloren geht und die verschlissenen Gegenstände dann wirklich reißen, brechen, zerdrückt und zermürbt werden, wenn sie nicht rechtzeitig aus den Betrieben ausgebaut werden.

Abb. 1 zeigt Schienen nach etwa zwölfjähriger Liegedauer im Arlbergtunnel, wie sie am Schienenkopf abgenutzt und verformt und auch an der Auflagerstelle des Schienenfußes kerbartig ausgescheuert wurden, so daß diese Oberbaustrecke wegen zahlreicher Schienenbrüche ausgewechselt werden mußte.

Bei den auf Verschleiß beanspruchten baulichen und maschinellen Anlagen*) ist die Sicherheit und das verläßliche Arbeiten der Betriebe, deren Lebensdauer sowie die Kosten für Betriebsführung, Erhaltung und Erneuerung vorwiegend von dem größeren oder geringeren Verschleißwiderstand der verwendeten Bau- und Werkstoffe abhängig.

Obwohl seit Jahrzehnten bekannt ist, daß der Verschleißwiderstand durch Festigkeit und Härte nicht gekennzeichnet ist und darum seit Bauschinger natürliche und künstliche Gesteine und ähnliche Baustoffe bezüglich des Abnutzungswiderstandes eigens geprobt und gewertet werden, bestellt und liefert man die weit wichtigeren Baustoffe für Schienen, Radreifen, Bremsklötze, Lager, Bagger, Zerkleinerungs- und Mahlvorrichtungen usw. noch immer nur nach der Bruchfestigkeit und Kugeldruckhärte, was zur Folge hat, daß die Lieferwerke den höchsten Anforderungen an Festigkeit entsprechen und der Verschleißwiderstand dabei häufig sogar noch geringer wird. Das kommt daher, weil die für den Verschleiß wesentlichen Faktoren nicht klar erfaßt werden konnten.

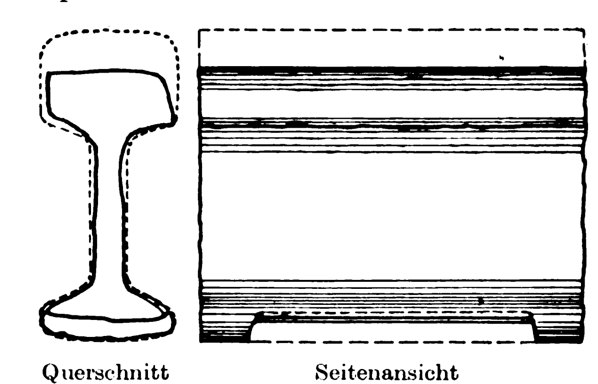
Man suchte ganz vergebens nach irgendwelchen eindeutigen Beziehungen zwischen Zerreißfestigkeit, Fließgrenze, Dehnung, Kontraktion, Kugeldruckhärte usw. und den Verschleißeigenschaften, denn bei der Erprobung der vorangeführten Festigkeitseigenschaften können die für den Verschleiß maßgebenden Faktoren gar nicht erfaßt und berücksichtigt werden.

Chemische Zusammensetzung und metallographisches Aussehen können wohl verschiedenartige Verschleißeigenschaften besser erklären, aber auch nicht eindeutig und sicher angeben.

*) Ähnliches gilt auch für die Gegenstände des täglichen Gebrauchs wie Kleider, Schuhe usw.

Verschleißwiderstand und Angriffschärfe sind genau zu erprobende spezifische Güteeigenschaften eines Werkstoffes, deren ziffernmäßige Gütewerte, ebenso wie für die Schmierfähigkeit eines Schmiermittels, naturgemäß nur relativ mit Bezug auf gewisse nachstehend angeführte Verschleißfaktoren gelten.

a) Beschaffenheit der Oberfläche (rauh, geschliffen, poliert usw.).
b) Vorhandensein von Schmier- oder Scheuermitteln (auch Nässe, Schmutz, Staub usw.).
c) Chemische Einwirkung schädlicher Gase, Wässer u. dergl.
d) Gleitgeschwindigkeit beim Gleiten, Rollen, Stoßen usw. (wichtigster Verschleißfaktor).
e) Spezifischer Druck (weniger ausschlaggebend als die Gleitgeschwindigkeit).
f) Temperatur.




| Form Ib | Voller Querschnitt | Verminderter Querschnitt | Verminderung in % |
|---|---|---|---|
| Querschnittsfläche | 60 cm² | 33,9 cm² | 43,5 |
| Trägheitsmoment | 1455 cm⁴ | 555 cm⁴ | 61,8 |
| Widerstandsmoment | 175 cm³ | 81 cm² | 53,7 |

Abb. 1. Schienenabnützung im Arlbergtunnel im Jahre 1925.

Die Hauptanforderungen an eine Verschleißprüfmaschine sind:

1. Einstellung für gleitende und rollende + gleitende Reibung mit beliebigem Verhältniswert des Gleitens (Schlupfes) ohne oder mit Verwendung von Schmiermitteln (der maßgebende Verschleiß entsteht durch das Gleiten).

2. Ziffernmäßige Gütewerte für den Widerstand des zu prüfenden Stoffes gegen Abnutzung und Verformung bei verschiedenartigen dem Verwendungszweck möglichst angepaßten Verschleißfaktoren gemäß a—f.

3. Ziffernmäßige Gütewerte für die Angriffsschärfe eines Werkstoffs auf andere Stoffe bei verschiedenartigen Verschleißfaktoren gemäß a—f, da nur Angriffsschärfe und Verschleißwiderstand zusammen, praktisch verwendbare Güteeigenschaften liefern.

4. Selbsttätige Aufzeichnung der Abnutzung des Prüfstückes und des Angriffes auf andere Stoffe, da nur so die Eigenschaften 2 und 3 zuverlässig erfaßt und beurteilt werden können.

5. Bestimmung und selbsttätige Aufzeichnung der Reibungsarbeit (besonders wichtig bei geschmierten Stoffen auch zur Erprobung der Schmierfähigkeit).

6. Der Verschleißversuch soll bei ungeschmierten Stoffen möglichst auf eine Abnutzungstiefe von 1 mm, keineswegs aber unter 0,1 bis 0,2 mm durchgeführt werden können,

da andernfalls vorwiegend die Oberflächenbearbeitung geprüft wird.

7. Der Verschleißversuch soll an jeder beliebigen Stelle der Oberfläche und des Querschnittes möglich sein, um Unterschiede bei gehärteten, vergüteten, geschweißten oder an und für sich ungleichmäßigen Werkstoffen festzustellen.

8. Der Verschleißversuch soll in wenigen Minuten durchgeführt werden können, damit er als Kontrollprobe in den Werken und als Abnahmeprobe verwendet werden kann.

9. Der Verschleißversuch soll stets gleichmäßige Werte mit kleinen mittleren Fehlern ergeben.

10. Nebst dem Verschleiß soll auch der Bearbeitungswiderstand ermittelt werden können, da diese beiden inniger miteinander zusammenhängen als mit der Festigkeit oder Härte.

Schleifmittels (Sand) zwischen Blechscheibe und Prüfstück bedient.

Überdies haben sich seit 1912 nebst den schon vorher bekannt gewesenen Forschern und Instituten noch weitere hervorragende Fachleute wie Diehl, Filié, Frémont, Heathcote, Hurst, Kühnel, Lukasczyk, H. Meyer, Piwowarsky, Roš, E. H. Schulz, Stanton u. a. mit der Frage des Verschleißes und der Verschleißprüfung beschäftigt. Bezüglich der Ergebnisse wird auf die einschlägige Literatur verwiesen.

Der allgemeinste Vorgang der Verschleißprüfung und die dabei festzustellenden Verschleißgütewerte eines Werkstoffes sollen an der unter 4 beschriebenen allen Hauptanforderungen entsprechenden Abnutzungsprüfmaschine Bauart Spindel an Hand der Abb. 2, 3, 4 und 5 kurz erläutert werden.

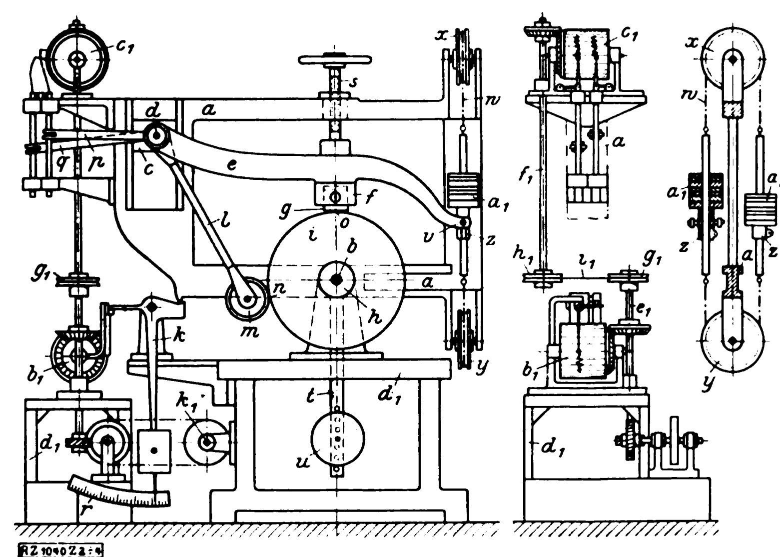



Abb. 2. Abnutzungsprüfmaschine, Bauart Spindel. Übersichtszeichnung.

Erklärung für die Prüfmaschine von Spindel zu Abb. 2.

- a Rahmen um den Mittelpunkt der Welle b schwingend,
- b Gleitscheibenwelle,
- c verstellbarer Schlitten,
- d Achse des Probestückträgers e und des Fühlhebels l für die Abnutzung der Gleitscheibe,
- g Probestück,
- i Gleitscheibe,
- k Pendelwage,
- p, q Zeiger für die Hebelausschläge e und l,
- s Schraube um Hebel l bei Werkzeugproben festzulegen,
- t Gewichtsausgleich des Rahmens,
- $a_1$ Belastungsgewichte für den Probenhebel,
- $b_1$ $c_1$ Aufzeichentrommeln,
- $e_1$ $f_1$ $g_1$ $h_1$ Antriebsübertragung für Trommel $c_1$.

**Abnutzungsprüfmaschinen und Verfahren seit dem Kongreß in New York.**

1. Bauart Scheibbe, bei welcher das Prüfstück mit Karborundumscheiben geschliffen wurde (bei konstanter Reibungsarbeit ohne Aufzeichnung der Abnutzung).

2. Bauart Amsler der Gebrüder Amsler in Schaffhausen, bei welcher zwei mit Federdruck angepreßte Zylinder mit 10 mm Breite aufeinander rollen, wobei durch den Unterschied in den Durchmessern der Zylinder auch ein teilweises Gleiten eintritt. Als Gegenrolle dient ein glatter gehärteter Stahlzylinder oder ein zweites Versuchsstück. Die Reibungsarbeit kann aufgezeichnet werden, die Abnutzung dagegen nicht.

3. Bauart Füchsel der Firma Mohr & Federhaff in Mannheim, welche ähnlich arbeitet wie die Amsler Maschine, jedoch dahin verbessert wurde, daß der Anpreßdruck hydraulisch erfolgt.

4. Bauart Spindel der MAN. Nürnberg, bei welcher zumeist Stahl auf Stahl langsam gleitet oder mit beliebig einzustellendem Schlupf rollt, wobei mit beliebigen Anpreßdrücken, Gleitgeschwindigkeiten und Temperaturen mit und ohne Verwendung von Schmiermitteln gearbeitet werden kann. Bei der wichtigsten Prüfart schleift eine Blechscheibe ein Kreissegment in das Prüfstück ein, wobei Abnutzung des Prüfstückes und der Scheibe sowie die Reibungsarbeit selbsttätig aufgezeichnet werden.

5. Prüfverfahren von Brinell, der ebenso wie bei der Prüfmaschine Bauart Spindel mit einer Blechscheibe ein Kreissegment in den Versuchskörper einschleift, jedoch nicht mit Metall auf Metall arbeitet, sondern sich eines eigenen

**Prüfvorgang.**

Mit der MAN.-Prüfmaschine, Bauart Spindel, können erprobt werden: der Abnutzungs- und Bearbeitungswiderstand, die Schmierfähigkeit von Schmierölen, die Güte von Werkzeugen*).

Für die Erprobung des Abnutzungswiderstandes wurden mehrere Versuchsanordnungen ausgebildet, von denen die nachfolgenden näher beschrieben seien. Das Probestück wird mit einer ebenen Fläche versehen, die an den Umfang einer umlaufenden etwa 1 mm dicken kreisrunden Stahlscheibe von 280 bis 320 mm Durchmesser mit meßbarem Druck von gewöhnlich 5 kg angepreßt wird. Diese Scheibe wirkt wie ein zahnloses Sägeblatt. Sie schleift aus dem Versuchsstück einen segmentförmigen Ausschnitt heraus und wird dabei selbst abgenutzt. Die Versuche werden gewöhnlich fortgesetzt, bis der Schliff 1 mm Tiefe erreicht hat. Das Verhältnis des aus dem Probestück ausgeschliffenen Rauminhalts zur Schleifzeit bzw. zum Schleifweg gibt das Maß für die Abnutzbarkeit des Werkstoffes; das Verhältnis des Inhalts der kreisringförmigen Abnutzung der Scheibe zum Schleifweg gibt das Maß für die Gegenwirkung des Probestücks auf die Schleifscheibe. Die umgekehrten Werte der angeführten Verhältniszahlen stellen Güteziffern für die „Verschleiß-(Abnutzungs-)Festigkeit“ und „Schonfestigkeit“

*) Vergl. Spindel in Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Nr. 46, 1922, S. 1071 und Nr. 12, 1926, S. 415, in Sparwirtschaft (AWB Ausschuß für wirtschaftliche Betriebsführung) 1926, Heft 2 und 3 in Zeitschrift des Österr. Ing.- und Arch.-Vereins 1926, Heft 11 und 12 und in Tonindustriezeitung 1926, Heft 70, 73 und 78.



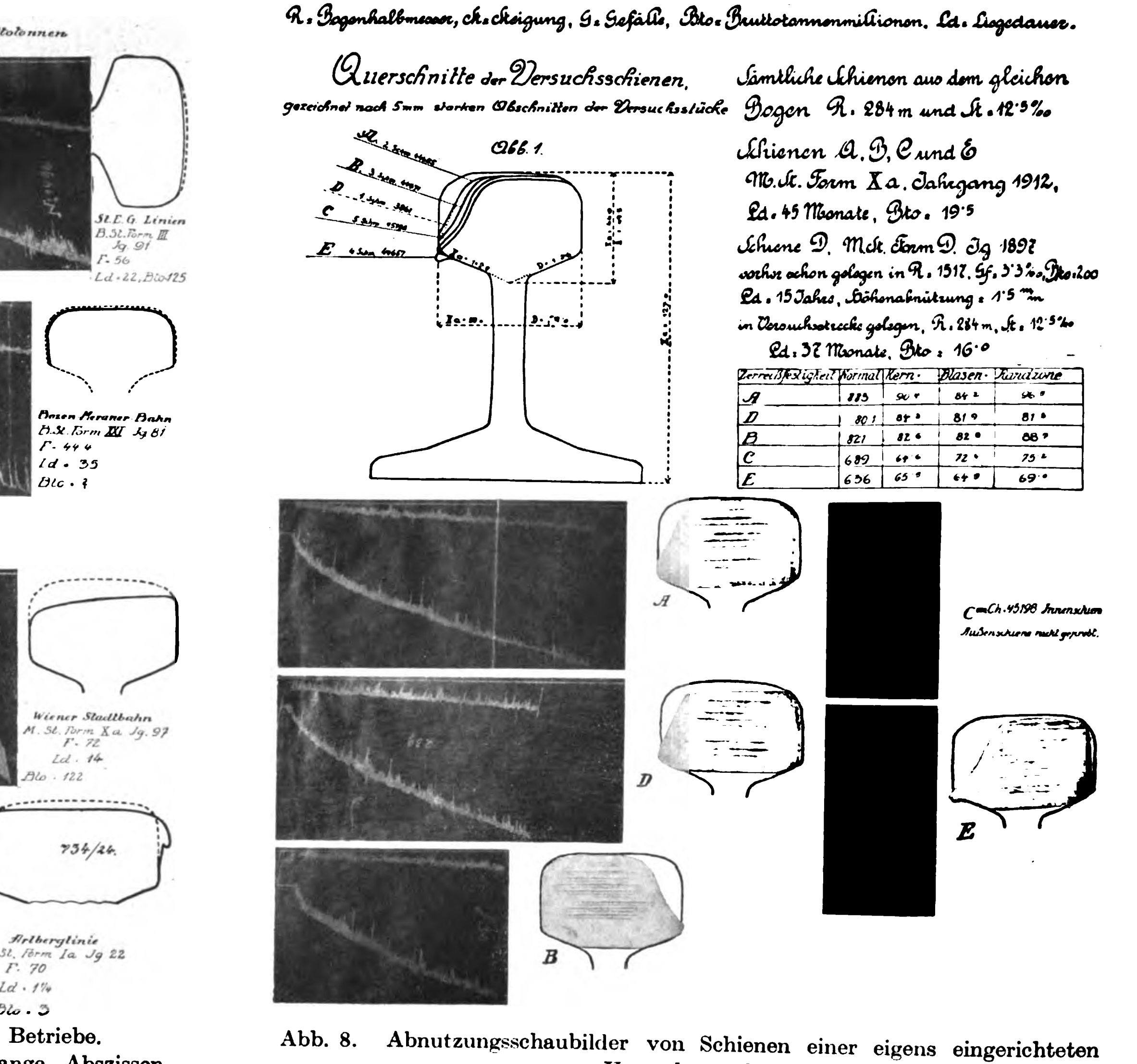



Abb. 7. Abnutzungsschaubilder von Schienen aus dem Betriebe.
Kurze Abszissen bedeuten kleinen Verschleißwiderstand, lange Abszissen großen Verschleißwiderstand der Schienen.

R = Bogenhalbmesser, St = Steigung, G = Gefälle, Bto = Bruttotonnenmillionen, Ld = Liegedauer.

Querschnitte der Versuchsschienen, gezeichnet nach 5 mm starken Abschnitten der Versuchsstücke

Abb. 1.

Sämtliche Schienen aus dem gleichen Bogen R = 284 m und St = 12·5 ‰

Schienen A, B, C und E
M. St. Form Xa, Jahrgang 1912,
Ld = 45 Monate, Bto = 19·5

Schiene D, M. St. Form D, Jg 1897
vorher schon gelegen in R = 1517, Gf = 3·3 ‰, Bto = 200
Ld = 15 Jahre, Höhenabnützung = 1·5 mm
in Versuchsstrecke gelegen, R = 284 m, St = 12·5 ‰
Ld = 37 Monate, Bto = 16·0

| Zerreißfestigkeit | Normal | Kern- | Blasen- | Randzone |
|---|---|---|---|---|
| A | 88·3 | 90·4 | 84·2 | 96·0 |
| D | 80·1 | 84·3 | 81·9 | 81·6 |
| B | 82·1 | 82·6 | 82·0 | 88·7 |
| C | 68·9 | 64·6 | 72·4 | 75·2 |
| E | 63·6 | 65·9 | 64·0 | 69·0 |

A D B E

C = Ch. 45198 Innenschiene
Außenschiene nicht geprobt.

Abb. 8. Abnutzungsschaubilder von Schienen einer eigens eingerichteten Versuchsstrecke.
Kurze Abszissen bedeuten kleinen Verschleißwiderstand, lange Abszissen großen Verschleißwiderstand der Schienen.

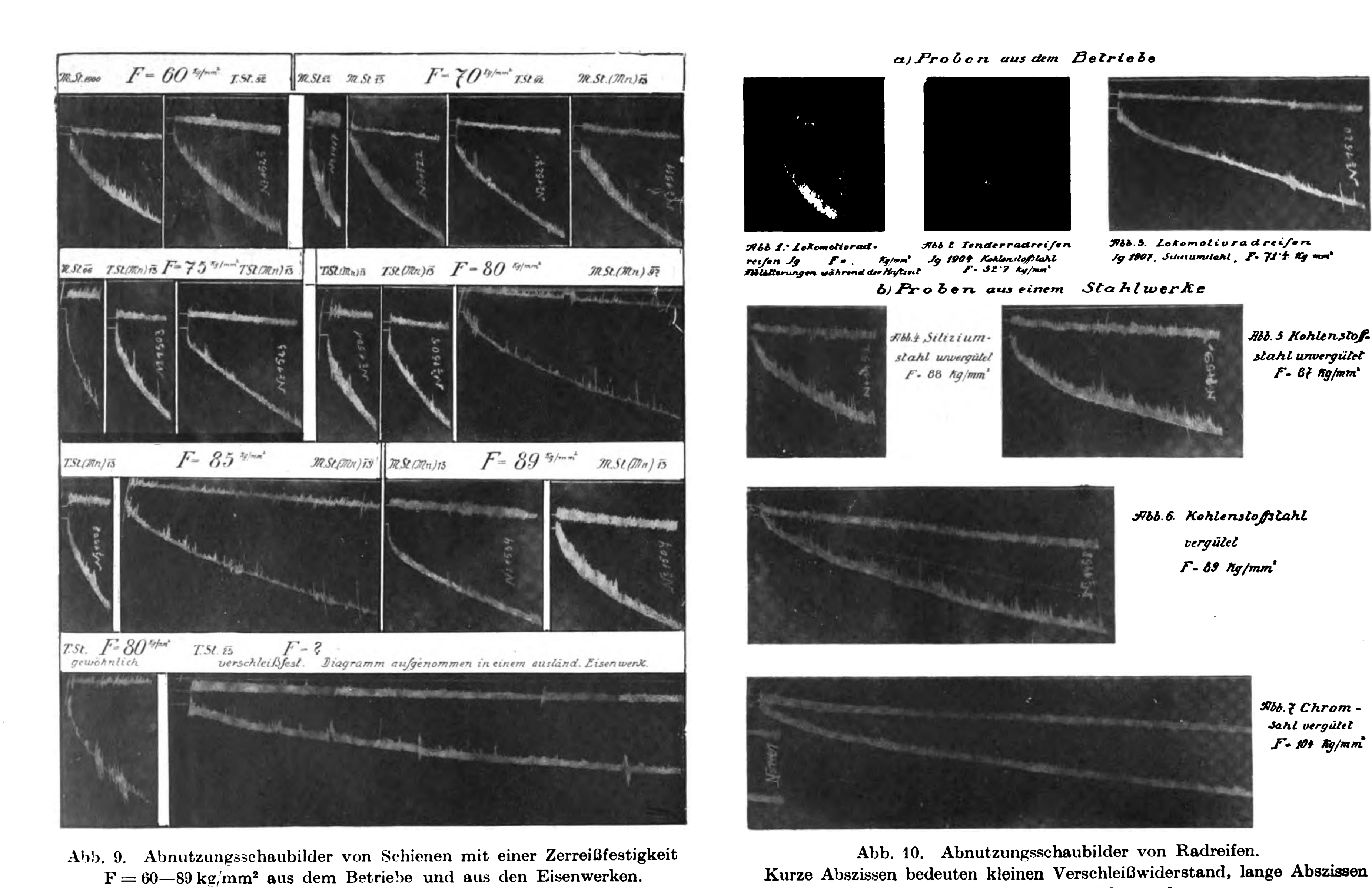



Abb. 9. Abnutzungsschaubilder von Schienen mit einer Zerreißfestigkeit $F = 60-89\ kg/mm^2$ aus dem Betriebe und aus den Eisenwerken. Kurze Abszissen bedeuten kleinen Verschleißwiderstand, lange Abszissen großen Verschleißwiderstand.

Abb. 10. Abnutzungsschaubilder von Radreifen. Kurze Abszissen bedeuten kleinen Verschleißwiderstand, lange Abszissen großen Verschleißwiderstand.

eines Werkstoffes dar. Aus diesen beiden Güteziffern wird, wie schon bemerkt, auf die eigentliche „Verschleißgüte" des betreffenden Stoffes geschlossen.

A = spezifische Abnutzung des Probestückes in $mm^3$,
B = spezifische Abnutzung der Schleifscheibe in $mm^3$,

$\frac{1}{A} = V =$ Verschleißfestigkeit des Probestückes,

$\frac{1}{B} = S =$ Schonfestigkeit des Probestückes, so ist

$A + B = \frac{1}{V} = \frac{1}{S} = \frac{S + V}{S \cdot V} =$ Abnutzung von Probestück und Scheibe und

$\frac{1}{A + B} = \frac{S \cdot V}{S + V} = G =$ Verschleißgüte des Probestückes,

G kann auch nach verschiedenen anderen Grundsätzen ermittelt werden.

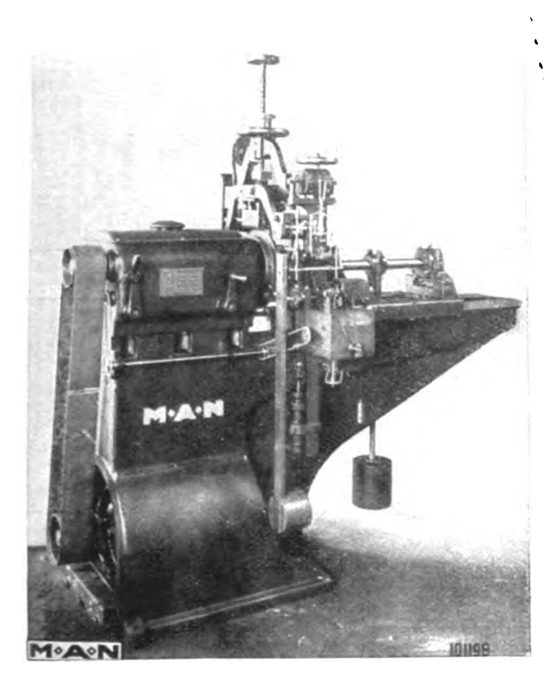



Abb. 3. Abnutzungsprüfmaschine Bauart Spindel.

Mit der MAN.-Prüfmaschine Bauart Spindel kann mittels einer eigenen Ergänzungsvorrichtung die Prüfung von Eisen, Stahl und Nichteisenmetallen auch auf rollende Reibung mit jedem beliebigen Maß des Gleitens (Schlupf) vorgenommen werden, ohne daß die Rollen zwangsweise angetrieben und mit Durchmessern von bestimmtem Verhältnis hergestellt werden müssen, wobei die Abnutzungen der aufeinander rollenden Körper nicht gewogen, sondern selbsttätig aufgezeichnet werden. An einer 10 mm starken Rolle können mindestens drei Verschleißversuche durchgeführt werden.

Die Abb. 7, 8, 9 und 10 auf Seite 35 und 36 zeigen die ausgezeichnete Übereinstimmung der Prüfergebnisse auf dieser Abnutzungsprüfmaschine mit dem Verhalten von Schienen und Radreifen im Betriebe.

Aus Abb. 7 sieht man, daß bei den Schienen die im Betriebe als besonders verschleißfest befunden worden sind, sich diese hohe Verschleißfestigkeit auch bei den Abnutzungsproben zeigt und umgekehrt. Die Abnutzungsdiagramme sind an Schienenstücken aufgenommen, die uns vom ehemaligen österreichischen Eisenbahnministerium aus dem Betriebe der Linien der ehemaligen Nordbahn, der ehemaligen Staatseisenbahngesellschaft und der altösterreichischen Eisenbahndirektionen zugewiesen worden sind, bzw. aus dem Bereiche der Eisenbahndirektion Innsbruck von der Arlbergbahn und von der Bozen—Meranerbahn stammen. Am interessantesten sind die drei unteren Abnutzungsdiagramme der Abb. 7 von Schienen, welche sich trotz einer Zerreißfestigkeit von 70 bis 76 $kg/mm^2$ im Betrieb stark verformt haben, davon die zwei letzten während der fünfjährigen Haftzeit durch Abfliessen und Ausbrechen des abgeflossenen Materials und die letzte*) schon nach etwa eineinvierteljährigem Betriebe. Alle derartigen leicht verformbaren Schienen und Radreifen zeigen auf der Abnutzungsprüfmaschine einen sehr kleinen Verschleißwiderstand.

Aus Abb. 8 ist zu ersehen, daß unsere Versuche auf der Abnutzungsprüfmaschine die Abnutzung im Betrieb auch dann richtig anzeigen, wenn die höhere Widerstandskraft gegen Abnutzung mit der höheren Festigkeit zusammenfällt. Unsere Schleifversuche haben also durchaus nicht etwa die

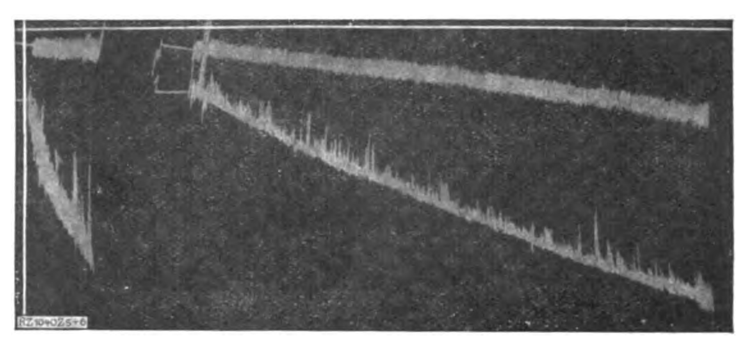


Abb. 4. Abb. 5.

Abnutzungsschaubilder von Schienen mit verschiedenem Verschleißwiderstand.

Abb. 4. Siemens-Martin-Stahl-Schiene (76 $kg/mm^2$ Zerreißfestigkeit) mit geringem Verschleißwiderstand.

Kurze Abszisse bedeutet gleiche Abnutzung in kurzer Schleifzeit, also geringen Verschleißwiderstand.

Abb. 5. Bessemer-Stahl-Schiene (55 $kg/mm^2$ Zerreißfestigkeit) mit hohem Verschleißwiderstand.

Lange Abszisse bedeutet gleiche Abnutzung in langer Schleifzeit, also hohen Verschleißwiderstand.

Abszissen: Schleifzeit und Umdrehungen der Schleifscheibe 1 mm = 14 s = 8 Uml.

Obere Kurven: Abnutzung der Schleifscheibe allein
Untere Kurven: Abnutzung der Schleisscheibe und des Schienenbaustoffes zusammen
} 1 mm = 0,04 mm Abnutzungstiefe.

Eigentümlichkeit, daß sie gerade Baustoffe mit kleiner Zerreißfestigkeit als verschleißfest erscheinen lassen. Auf Abb. 8 sind die Ergebnisse einer vom ehemaligen österreichischen Eisenbahnministerium auf der Strecke Pilsen—Dux eigens angelegten Oberbauversuchsstrecke dargestellt, die den Zweck hatte, die Ergebnisse des Betriebs mit jenen unserer Abnutzungsprüfungen zu vergleichen. Diese Schienen wurden in einem Bogengleise von R = 284 m und einer Steigung von 12,5 ‰ verlegt und mußten nach 3¾ Jahren wegen zu großer Seitenabnutzung der schlechtesten Schiene E ausgewechselt werden. Man sieht die gute Übereinstimmung zwischen den Abnutzungen im Betrieb und den Ergebnissen der Verschleißprüfung auf unserer Abnutzungsprüfmaschine.

Wie aus Abb. 9 zu ersehen ist, haben unsere Prüfungen weiter ergeben, daß die Martin- und Thomasstahlschienen von ungefähr 60 bis 90 kg Zerreißfestigkeit je nach ihrer chemischen Zusammensetzung und der Güte der Herstellung sehr verschieden in der Verschleißfestigkeit sein können, daß aber die

*) Diese Schienenneulagestrecke wurde auch vom Ausschuß 21 des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik besichtigt.

Verschleißfestigkeit von der Zerreißfestigkeit tatsächlich unabhängig ist. Wir sehen beispielsweise, daß Martin- und Thomasstahlschienen mit nur 60 kg/mm² Zerreißfestigkeit ähnlich hohe Verschleißfestigkeiten aufweisen können, wie selbst Schienen mit 89 kg/mm² Zerreißfestigkeit und einem Mangangehalt bis 1,4 %, während es in allen Festigkeitsbereichen Schienen von niedriger und höherer Verschleißfestigkeit gibt.

Einen ausgezeichneten Abnutzungswiderstand im Betrieb wie auf der Prüfmaschine weisen die am Kopf gehärteten Schienen auf, während die unter 2 und 3 angeführten Prüfmaschinen gehärtete Schienen ebenso wie andere hochverschleißfeste Stähle (12%iger Manganstahl, Akrit usw.) unerklärlicherweise als nicht verschleißfest angeben.

Ähnlich wie bei Schienen ist auch das Verhalten von Radreifenbaustoff, wie aus Abb. 10 zu ersehen ist. Das schlechteste Diagramm stammt von einem neuen Lokomotivreifen, der während der Haftzeit die bekannten Abblätterungen zeigte, während die beiden rechtsstehenden besseren Diagramme von bewährteren älteren Radreifen mit 52 kg/mm² von einem Tender und mit 71,4 kg/mm² Zerreißfestigkeit von einer Lokomotive herrühren.

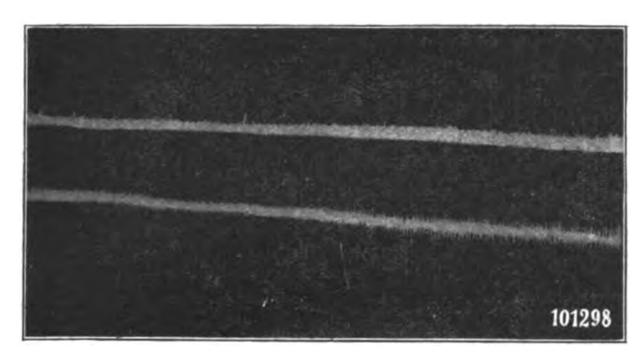



Abb. 6. Abnutzungsschaubild einer Siemens-Martin-Stahl-Schiene bei der Erprobung auf rollende Reibung mit 10 v. H. Gleitung (Schlupf).

Abszissen: Schleifzeit und Umdrehung der Schleifscheibe — 1 mm = 100 s, 1 mm = 250 Uml.

Ordinaten:
Obere Linien: Abnutzung der Schleifscheibe
Untere Linien: Abnutzung der Schleifscheibe + Abnutzung der Prüfrolle — 1 mm = 0,04 mm Abnutzungstiefe.

Abb. 11 zeigt uns das verschiedene Verhalten des Oberbauschottermaterials gegen Abnutzung, das selbstverständlich ebenso wie beim Stahl auch nicht von der Druckfestigkeit abhängt.

Das für Schienen, Radreifen und Oberbaustoffe Gesagte gilt in gleichem Maße für alle Stoffe, die im Betrieb mit oder ohne Schmiermittel auf Abnutzung beansprucht werden. Es sei da insbesondere auf die Eisen- und Stahlmaterialien für Zerkleinerungsvorrichtungen, Bagger usw. hingewiesen.

## Zusammenfassung.

1. Die Verschleißeigenschaften eines Werkstoffes sind technisch und wirtschaftlich sehr bedeutungsvoll und daher unbedingt zu erproben.

2. Der Widerstand gegen Abnutzung und Verformung sowie die Angriffsschärfe können durch die normalen Festigkeitsprüfungen nicht eindeutig erfaßt, sondern nur auf eigenen Verschleißprüfmaschinen festgestellt werden, welche gewissen Hauptanforderungen entsprechen müssen.

3. Mit der Verschleißprüfung bei nur gleitender Reibung kann der Widerstand eines Materials gegen Abnutzung und Verformung beim Gleiten, Rollen und mäßigem Stoßen zuverlässig festgestellt werden. Das Rollen wirkt dabei zumeist nur verschleißhemmend.

4. Die maßgebenden Abnutzungen und Verformungen treten bei kritischen Gleitgeschwindigkeiten unter entsprechendem Druck auf, welche für jeden Werkstoff anders sind. Die Verschleißgrößen bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten sind Verschleißkonstante des betreffenden Stoffes. Gewöhnliche Eisen- und Stahlmaterialien im gehärteten und ungehärteten Zustand haben zumeist niedrige kritische Gleitgeschwindigkeiten bei etwa 10 bis 30 m/Min.; 12 bis 14%ige Manganstähle haben hohe kritische Gleitgeschwindigkeit zumeist bei über 100 m/Min., wo sie dann weniger verschleißfest sind als gewöhnliche Stähle.

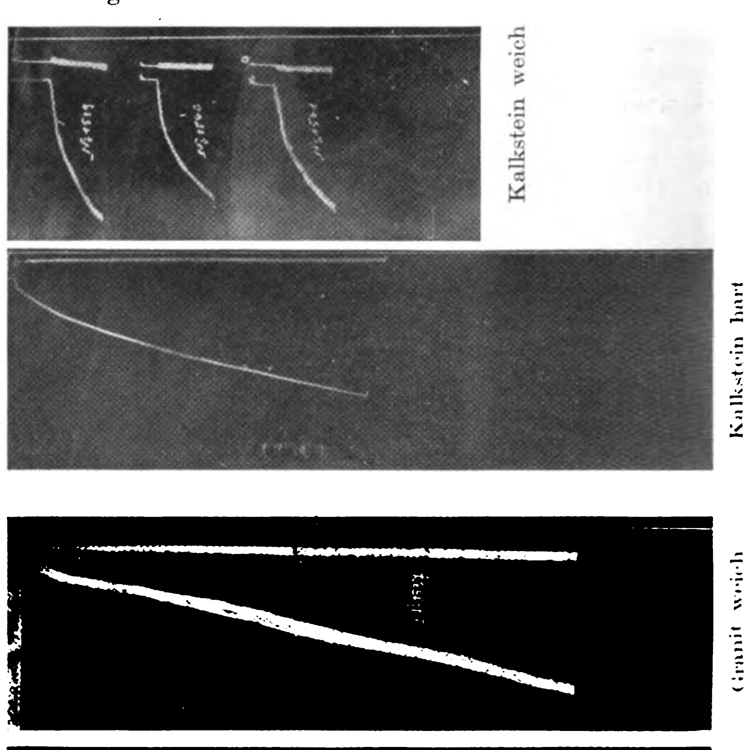



Abb 11. Abnutzungsschaubilder von Eisenbahn-Oberbauschotter.
Abszisse: Schleifzeit und Umdrehungszahl der Schleifscheibe.
Ordinate: Abnutzung von Probestück (unten) und Schleifscheibe (oben).
Kurze Abszissen bedeuten kurze Schleifzeit, also kleinen Verschleißwiderstand, lange Abszissen lange Schleifzeit, also großen Verschleißwiderstand.

5. Die Prüfung auf Verschleißfestigkeit und die Erzeugung von Werkstoffen mit den gewünschten Verschleißeigenschaften muß dem jeweiligen Verwendungszweck ebenso angepaßt werden, wie die Schmierfähigkeit eines Schmieröles, für welche die Gleitgeschwindigkeit ebenfalls eine Hauptrolle spielt.

6. Die Verschleißprüfung ungeschmierter Stähle für Schienen und Radreifen bei 20 bis 30 m/Min. Gleitgeschwindigkeit und 10 bzw. 5 kg Anpreßdruck ergibt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Prüfergebnissen auf der Spindelmaschine und in den Eisenbahnbetrieben, so daß diese, auch im Deutschen Verband für Materialprüfungen der Technik vorläufig vereinbarten Größen für die Spindelmaschine, als Norm für Schienen- und Radreifenmaterial empfohlen werden können.

Anläßlich der dem Vortrag folgenden Diskussion wurde vom Vortragenden noch besonders festgestellt:

Die Versuche bei der Bundesbahndirektion Innsbruck mit den Werkstoffen für Schienen, Radreifen, Bremsklötze usw. erstrecken sich bis zum Jahre 1911 und haben hier eine vollständige Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen im Betrieb und der Abnutzungsprüfmaschine der beschriebenen Bauart ergeben. Der Baustoffausschuß des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen unter Direktor Fillié sowie der Deutsche Verband für die Materialprüfung der Technik Ausschuß 21 unter Oberrat Füchsel haben mit planmäßigen Vergleichsversuchen über das Verhalten im Betrieb und auf den Abnutzungsprüfmaschinen erst begonnen, weswegen daselbst ein abschließendes Urteil noch nicht vorhanden sein kann. Die beiden vorgenannten Ausschüsse haben jedoch im Bereich der Bundesbahndirektion Innsbruck Schienen besichtigt, die trotz der festgestellten Zerreißfestigkeit von 70 bis 76 kg/mm² einen auffallend großen Verschleiß hinsichtlich Abnutzung und Verformung aufwiesen. Die in Gegenwart der genannten Ausschüsse durchgeführte Verschleißprüfung an den aus der beanstandeten Oberbaustrecke entnommenen Schienen hat ergeben, daß diese auch auf der Abnutzungsprüfmaschine Bauart Spindel einen äußerst geringen Abnutzungswiderstand zeigten und daß insbesondere der geringe Widerstand gegen Verformung durch dieses Prüfverfahren sehr gut gekennzeichnet wird. Wie in Österreich durch Baudirektor Dr. Trnka wurden diese Verschleißversuche im Reiche durch Geheimrat Halfmann und Direktor Fillié besonders gefördert.

Eingehende Versuche mit der genannten Abnutzungsprüfmaschine wurden auch schon vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute durch Dr. Ing. E. H. Schulz und F. Lange der Dortmunder Union durchgeführt, deren Ergebnisse im Werkstoffausschuß Bericht Nr. 90 veröffentlicht sind. Die Berichterstatter kommen auf Grund ihrer eingehenden Versuche an dieser Prüfmaschine zu folgenden grundsätzlichen Ergebnissen:

„Die Streuungen der Versuchswerte bei Wiederholung von Versuchen unter gleichen Bedingungen halten sich in mäßigen Grenzen. Werkstoffe, deren hoher Widerstand gegen Abnutzung praktisch bekannt ist, zeigen entsprechendes Verhalten auch auf der Spindel-Maschine im teilweisen Gegensatz zu Prüfungsergebnissen auf Maschinen, die mit rollender Reibung arbeiten."

Sehr eingehend hat sich auch die Maximilianshütte in Rosenberg (Oberpfalz) mit der Abnutzungsprüfung auf dieser Maschine beschäftigt und auf Grund der gewonnenen Ergebnisse im Kopf gehärtete Schienen hergestellt, welche sowohl auf der Prüfmaschine, als auch im Betrieb anläßlich der probeweisen Verwendung bei der Deutschen Reichsbahn, Gruppenverwaltung Bayern, einen sehr hohen Widerstand gegen Abnutzung zeigten*). Sehr interessante Versuche wurden auf der gleichen Maschine auch von der Deutschen Reichsbahn, Gruppenverwaltung Bayern, durch Herrn Reichsbahnoberrat Schönberger in Nürnberg an geschweißten Schienen durchgeführt, die ergeben haben, daß die Verschleißfestigkeit an der Schweißstelle sogar etwas höher geworden ist, welche Ergebnisse durch die Versuche bei der Bundesbahndirektion Innsbruck bezüglich der in ihrem Bereiche durchgeführten Schienenschweißungen bestätigt worden sind (Abb. 12). — Weitgehende Vergleichsversuche mit den verschiedenartigsten Werkstoffen werden auch im Materialprüfungslaboratorium des Eisenbahnzentralamtes Berlin von Reichsbahnrat Dr. Kühnel **) durchgeführt. Es ist zu erwarten, daß diese Versuchsstelle eine weitere Klärung in die Frage der Abnutzungsprüfung bringen wird. Professor Piwowarsky-Aachen hat auf dem Kongreß in Amsterdam sehr überraschende Mitteilungen gemacht über die ausgezeichnete Übereinstimmung der Ergebnisse auf der Abnutzungsprüfmaschine Bauart Spindel mit den (bei verschieden hohem Phosphorgehalt hergestellten) neuen Gußeisensorten verschieden hoher Verschleißfestigkeit. Piwowarsky kam hierbei zu dem gleichen Schlusse, wie wir bei der Bundesbahndirektion Innsbruck, daß Festigkeit und Kugeldruckhärte nicht nur für Stahl, sondern auch für Gußeisen keinen Maßstab für die Größe des Verschleißwiderstandes bilden.

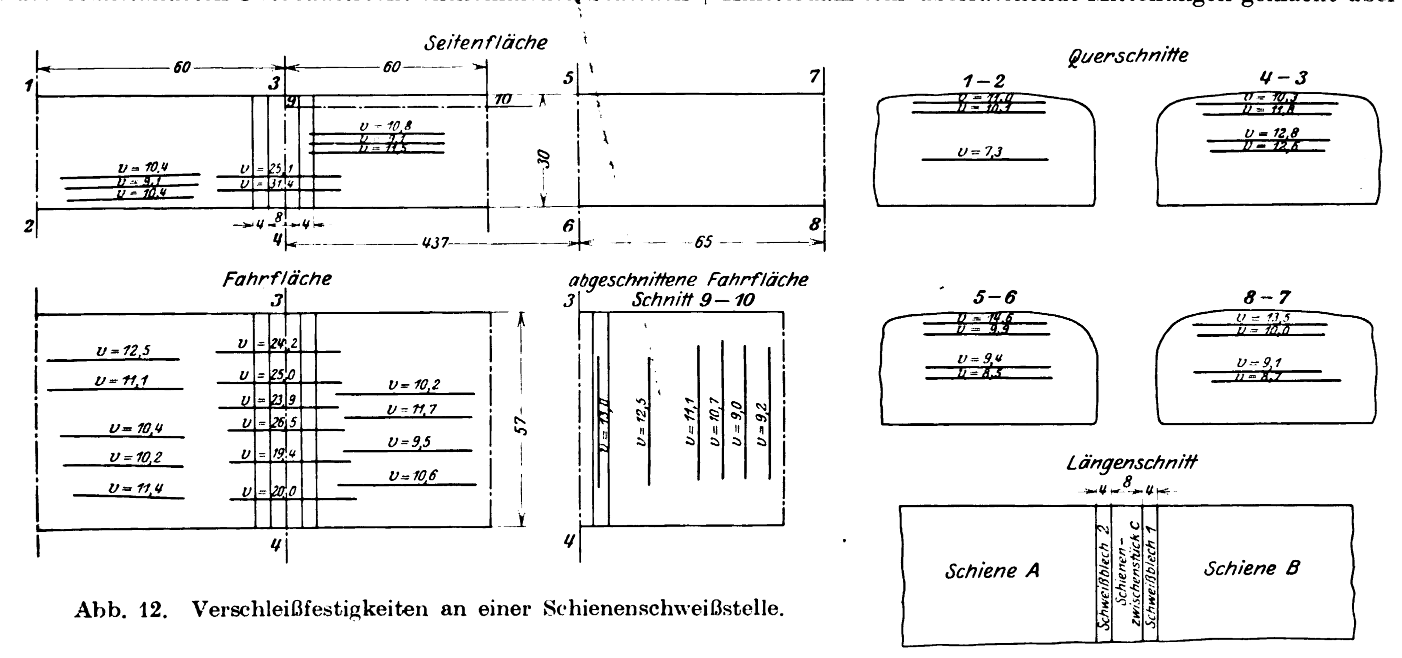


Abb. 12. Verschleißfestigkeiten an einer Schienenschweißstelle.

Zu ähnlichen Ergebnissen, wie die Bundesbahndirektion Innsbruck, ist auch Professor Frémont-Paris gekommen, der ebenfalls festgestellt hat, daß die Zerreißfestigkeit eines Schienenstahls kein Maßstab für dessen Verschleißwiderstand bildet und daß die große Abnutzung durch Verunreinigungen im Stahl hervorgerufen wird.

Es ist ein Irrtum, daß die Abnutzungsprüfungen mit den Prüfmaschinen, welche gehärtete und geschliffene Stahlrollen verwenden, den Betriebsverhältnissen irgendwie an-

*) Vergl. Vortrag Direktor O. Pilz „Wege zur Verbesserung des Schienenbaustoffes" Stahl und Eisen 1927, Heft 40, Abb. 13.

**) Auf der Werkstofftagung in Berlin hat Dr. Kühnel berichtet, daß Schienenstähle gerade im Bereiche von über 70 bis 85 kg/mm² Zerreißfestigkeit verminderten Verschleißwiderstand zeigen und hierbei jene Fachleute, welche die Festigkeit als Maßstab für den Verschleißwiderstand nehmen, ausführlich widerlegt.

gepaßt wären, denn der bei dieser Prüfart erhaltene stark oxydierte Abnutzungsstaub, die häufigen Riffelbildungen und schließlich die ungünstigen Prüfergebnisse bei anerkannt hoch verschleißfesten Werkstoffen haben mit dem Betrieb gar keine Beziehung, während die Schleifspäne, die Gratbildungen und die Verschleißwerte auf der Spindelmaschine den im Betrieb erhaltenen gleichen. Es ist ein Irrtum, daß für die Kaltreckung an der Prüffläche mindestens Stunden erforderlich wären, denn auf der Spindelmaschine wird die Kaltreckung, ja selbst die im Betrieb auftretende Grat- und Bartbildung schon nach einigen Minuten erhalten. Übrigens wurde die Kaltreckung der verschiedenartigen Prüfstoffe bei der Prüfung auf der Spindelmaschine im vorangeführten Bericht 90 von Dr. E. H. Schulz in den metallographischen Bildern 9 bis 15 eigens dargestellt.

Bei den Innsbrucker Verschleißversuchen wurden auch alle üblichen Festigkeitsprüfungen, chemischen Analysen, metallographischen Aufnahmen usw. durchgeführt, doch konnten die durch Jahre gesuchten eindeutigen Beziehungen zwischen diesen Prüfergebnissen und dem Verschleißwiderstande nicht gefunden werden, weil der für die Verschleißprüfung maßgebendste Faktor, nämlich die Gleitgeschwindigkeit in den üblichen Festigkeitsprüfungen überhaupt nicht vorkommt. Deswegen müssen eben unmittelbare Verschleißprüfungen bewerkstelligt werden, die einfacher und rascher durchzuführen sind als eine Zerreißprobe.

Zum Schluß seien noch einige auch in die Literatur eingedrungene Irrtümer widerlegt:

Es ist ein Irrtum, daß der Abnutzungsvorgang auf der Spindelmaschine ein bloßes Abschleifen mit Stahlstaub sei und daß deswegen dieses Prüfverfahren die Eigenheit hätte, Schienenstähle mit kleiner Zerreißfestigkeit als verschleißfest erscheinen zu lassen. Richtig ist vielmehr, daß bei dieser Abnutzungsprüfung durch Gleiten ein Verformen (Kaltrecken) und ein Ab- bzw. Ausbröckeln der Stahlkörner, geradeso wie im Betrieb, eintritt und daß, wie aus Abb. 8 zu ersehen ist, die Prüfmaschine auch Stähle mit geringer Zerreißfestigkeit als nicht verschleißfest und mit hoher Zerreißfestigkeit als verschleißfest anzeigt; überdies hat ein Fachmann wie H. Meyer der Thyssenwerke in Hamborn für „gewisse“ auf der Spindelmaschine geprobte Stähle sogar eine direkt parallele Beziehung zwischen Zerreißfestigkeit und Verschleißwiderstand gefunden und hierüber auf der Werkstofftagung in Berlin berichtet.

# Buchbesprechungen.

**„Aluminothermie“**, 5. Band der „Chemie und Technik der Gegenwart“ herausgegeben von Dr. Walter Roth in Cöthen, Verlag von S. Hirzel in Leipzig, 1925. Ladenpreis: geheftet 10.— ℳ, gebunden 12.— ℳ.

Der erste Abschnitt enthält einen Überblick über die Geschichte der Aluminium-Herstellung; in diesem Abschnitt werden besonders die Arbeiten und Verdienste Wöhlers besprochen, der zuerst das Metall dargestellt hat. In den folgenden Abschnitten werden die Grundlagen der Aluminothermie, die Wärmebilanz und die wichtigeren Zweige der aluminothermischen Technik geschildert. Besonders eingehend sind die Fragen der Schweißungen von Straßenbahnschienen, Eisenbahnschienen und Werkstücken behandelt.

Das Studium des Buches, das wohl zu den besten Werken dieser Fach-Literatur gehört, ist den in Bahn- und Werkstatt betrieben stehenden Ingenieuren aufs wärmste zu empfehlen; es wird auch denjenigen Ingenieuren, die sich mit diesem Schweißverfahren bereits befaßt haben, wegen der Gründlichkeit und Vielseitigkeit des Inhaltes Neues und Wissenswertes bieten.

Der Verfasser des Buches ist der Bruder des verstorbenen Professors Dr. Hans Goldschmidt, des ersten Schöpfers auf diesem Gebiete der Technik. Sorger.

# Verschiedenes.

### Die 4. Tagung der Studiengesellschaft für Rangiertechnik*)
(Stugera)

fand am 20. mit 22. Oktober 1927 in Heidelberg unter dem Vorsitz von Professor Dr. Ing. Blum statt. Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft war durch Reichsbahndirektor Dr. Ing. Tecklenburg vertreten.

Der erste Teil der Tagung war dem Verschiebebahnhof Mannheim gewidmet. R.O.R. May, Karlsruhe, schilderte kurz die derzeitige bauliche Anlage, erläuterte die einzelnen Betriebsvorgänge und wies auf die Möglichkeit einer Verbilligung des Betriebes durch Mechanisierung der Zugbildung hin. Anschließend legte R.O.R. Müller, Karlsruhe dar, wie durch den Ausgang des Krieges eine Umwälzung in den Betriebserfordernissen eingetreten ist und erläuterte einen von der R.B.D. Karlsruhe erstellten Umbauentwurf, der diesen neuen Erfordernissen Rechnung tragen soll. Während dieser Entwurf die bisherige Anordnung noch beibehält und nur einzelne Gruppen vergrößert, soll in einem weiteren Entwurf die vollständige Umgestaltung behandelt werden. Die wirtschaftliche Seite beleuchtete R.R. Ruß. Er wies an Hand von analysierenden Betriebsaufnahmen die technischen und betrieblichen Nachteile des Verschiebebahnhofes Mannheim (Südhälfte) im Vergleich mit Hamm (Westostrichtung und mechanisierte Ostwestrichtung) nach. Danach verhalten sich die Hauptumstellkosten dieser Bahnhöfe wie 58:40:26 Rpf. pro Wagen. Die reinen Umstellkosten belaufen sich nach der Wirtschaftsstatistik vom Juni 1927 auf 0,94 RM, nach Einrechnung aller Kosten für Zinsendienst usw. auf 3,19 RM für den Wagen. — An die Vorträge schloß sich eine rege Aussprache an, an der sich u. a. Professor Dr. Ammann, Direktor bei der Reichsbahn Emrich, Direktor Simon-Thomas, Utrecht, Professor Dr. Pirath und R. R. Dr. A. Baumann beteiligten. Am nächsten Tag folgte eine eingehende Besichtigung des Verschiebebahnhofes Mannheim.

Von allgemeinerer Bedeutung war der Vortrag des R.R. Dr. Ing. Baumann, Berlin, über „Kosten und Zeitaufwand bei Zugbildungen im Güterverkehr“ *). Baumann zergliedert die Kosten in drei Teilbeträge: Bearbeitungskosten, ortsfeste Kosten und Wagenvorhaltungskosten, von denen jeder durch drei Faktoren beeinflußt wird, nämlich von der Bahnhofsbelastung, die von der wirtschaftlichen Konjunktur abhängt, von der Zugstärke und der Gruppenzahl, welche durch Organisationsmaßnahmen auf den günstigsten Stand gebracht werden können. Diese Einflüsse werden eingehend begründet und in Diagrammen dargestellt. Dabei ergibt sich eine günstigste Wagenzahl von 40—50, während für größere Züge wieder eine Steigerung der Einheitskosten eintritt. Diese geht aber in der Minderung der Zugförderungskosten unter. Durch geeignete organisatorische Maßnahmen kann jedoch die günstigste Wagenzahl erheblich gesteigert werden. Am Schlusse empfiehlt der Vortragende aufs wärmste die Vervollkommnung der technischen Verständigungseinrichtungen.

Am 22. Oktober fanden vor der Mitgliederversammlung die Vorträge der Sonderausschüsse statt. Sp.

*) Vergl. Seite 56, 156, 270 des Jahrg. 1927.

*) Verkehrstechnische Woche 1927, Heft 46 und 47.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.



# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**83. Jahrgang** | **1. Februar 1928** | **Heft 3**


## Versuche der Italienischen Staatsbahnen mit Abdampfvorwärmern für Lokomotiven.

Mit Genehmigung des Verfassers bearbeiteter Auszug aus dem in der „Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane" 1926, Bd. XXIX, Nr. 4 und 5 veröffentlichten Aufsatz von Ing. **G. Corbellini.**

Inhaltsverzeichnis.



Eine befriedigende Lösung der Frage der Abdampfverwertung ist erst in den letzten Jahren gelungen und hat rasch zur Verbreitung der Vorwärmer, insbesondere bei neuen Lokomotiven, geführt. Alle Vorwärmertypen benützen einen Teil des Auspuffdampfes der Zylinder zur Erhöhung der Speisewassertemperatur.

In einer normalen Zwillingsmaschine mit überhitztem Dampf hat der einströmende Dampf 700 kcal, von denen im Abdampf bei einem Druck von 1,2 ata noch 575 kcal. enthalten sind. Es wird nun ein Teil dieses Abdampfes in sogenannte Oberflächenvorwärmer, in Einspritzvorwärmer oder in Abdampfinjektoren geleitet und das dadurch erwärmte Speisewasser entweder mittels eigener Pumpe oder vom Abdampfinjektor direkt in den Kessel gefördert.

### 1. Leitende Grundsätze der Proben.

Die systematische Erprobung dieser Vorrichtungen durch die Verwaltung der Italienischen Staatsbahnen, mit Ausbruch des Krieges unterbrochen, wurde nach Beendigung desselben wieder aufgenommen und lange Zeit weitergeführt. Weniger entsprechende Typen wurden dabei ausgeschieden. Das Hauptaugenmerk wurde auf die praktische Bewährung im Betrieb gerichtet — insbesondere in den Gegenden mit hartem Wasser — und auf die thermische Leistung, d. h. auf die für Italien besonders wichtige Kohlenersparnis.

Die von den Italienischen Staatsbahnen durchgeführten Proben wurden von folgenden Grundsätzen geleitet:

1. Die wesentlichen Unterschiede liegen in den Anschaffungs- und Erhaltungskosten sowie in der Bedienung. Ein Vorwärmer, der viel Störungen und Erhaltungskosten verursacht, ist als minderwertig zu betrachten, selbst wenn seine thermische Wirkung günstig ist. Empfindliche Apparate eignen sich ebensowenig für den Lokomotivdienst als Apparate, die eine zu heikle und genaue Bedienung erfordern. Nach diesem Gesichtspunkte wurde die erste Auswahl vorgenommen.

2. Der Vorwärmer wurde auf seine praktische Bedeutung für die Wasserreinigung geprüft, wozu bei gleichbleibendem Dienst und gleichbleibender Wasserstation eine lange Beobachtungszeit erforderlich war.

3. Gleichzeitig wurden die Störungen, deren Häufigkeit und Bedeutung in bezug auf Zeit und Kosten beobachtet.

4. Die Meßproben wurden bei den im normalen Dienst üblichen Zugbelastungen vorgenommen, bei denen die Lokomotive verhältnismäßig wenig ausgenützt ist.

5. Vergleichsversuche wurden an Zügen ohne Aufenthalte und Zügen mit den fahrplanmäßigen Aufenthalten vorgenommen.

6. Nach den Daten aus Punkt 3, 4 und 5 war die Bewertung der Ersparnisse leicht durchführbar und konnte in einzelnen Fällen mit den Kohlenausweisen der Heizhäuser verglichen werden.

7. Aus den gesammelten Daten konnte ein eindeutiger Schluß gezogen werden, welcher Vorwärmer an bestimmten Lokomotiven am geeignetsten ist, wobei der Einfluß der Anschaffungskosten und die Anbringungsmöglichkeit berücksichtigt werden mußten.

Die Proben wurden auf der ebenen, 208 km langen Strecke Bologna—Rogoredo mit normaler Geschwindigkeit von 45 km/Std. vorgenommen. Die Güterzüge hatten nur in Parma Aufenthalt und der Fahrplan wurde so festgesetzt, daß durch andere Züge keine Störung eintreten konnte. Dadurch wurde eine große Gleichmäßigkeit der Proben erreicht und auch die Energieverluste für Bremsen und Anfahren auf ein Mindestmaß zurückgeführt. Kohlenspritz- und Funkenlöscheinrichtung, deren Verbrauch schwer zu prüfen ist, wurden abgestellt. Die Belastung jedes Zuges war so gewählt, wie sie bei der festgesetzten Geschwindigkeit üblich ist, d. h. mit 800 t, was einer leichten Überbelastung (10%) entspricht. Um den Einfluß der Abdampfentnahme auf die Wirkung des Blasrohres richtig abzuschätzen, durfte die Arbeitsweise der Lokomotive von der normalen Arbeitsweise nicht zu stark abweichen.

Es ist ganz richtig, daß die Ökonomie der Vorwärmer mit zunehmender Kesselbeanspruchung steigt, aber Proben mit derart angestrengten Maschinen würden keinen richtigen Schluß auf ihre Brauchbarkeit für normalen Betrieb geben.

Bei drei bis vier Probezügen wurde mit ausschließlicher Verwendung des normalen Injektors gespeist, bei ebensovielen mit ausschließlicher Verwendung des Vorwärmers.

Der für die Proben verwendete Brennstoff war $^2/_3$ deutsche Stückkohle, $^1/_3$ Preßkohle von Mestre.

Jene Probefahrten, die infolge bedeutender Fahrtunterbrechung u. dergl. stark abweichende Werte lieferten, wurden aus der Vergleichsreihe ausgeschieden.

Alle Probeapparate wurden an Lokomotiven Serie 740 (Type Consolidation 1 D) angebracht. Diese Lokomotiven mit effektiver Leistung von 980 PS, 60 km/Std. Höchstgeschwindigkeit, Überhitzung und einfacher Dampfdehnung, gehören zu den neuesten italienischen Maschinen. Für leichte ebenso wie für schwere Züge, für ebene Strecken ebenso wie für Steigung verwendbar, befinden sich von dieser und ähnlicher Type 1169 Stück im Betrieb.

Alle Probelokomotiven wurden dem Heizhaus Ancona zugewiesen. Bei den Vorversuchsfahrten war der normale Injektor unter Plombe geschlossen, so daß das Personal ausschließlich den Vorwärmer zur Speisung benutzen mußte.

## 2. Beschreibung der erprobten Vorwärmer.

Nachstehende Zusammenstellung 1 gibt einen Überblick über die Vorwärmertypen.

Zusammenstellung 1.

| Serie740 Lok.Nr. | Stück | Firma | Art des Vorwärmers | Anmerkung |
|---|---|---|---|---|
| 446 bis 470 | 25 | Knorr | Oberflächen-vorwärmer | |
| 352, 353 | 2 | Caille et Potonié | Oberflächen-vorwärmer | Ausgeschieden |
| 350, 351 | 2 | Weir | Oberflächen-vorwärmer | „ |
| 120 | 1 | Caille et Potonié | Einspritz-vorwärmer | Ausgeschieden (Type RS) |
| 124 | 1 | „ „ „ | Einspritz-vorwärmer | (Type RM) |
| 348, 349 | 2 | Worthington | Einspritz-vorwärmer | Ausgeschieden |
| 301, 302 | 2 | Davies & Metcalfe | Abdampf-injektor | Ausgeschieden, überholt durch Bauart Friedmann, Klasse LF. |
| 081 | 1 | Alex. Friedmann | Abdampf-injektor | (Klasse LF) |

Es verblieben hiernach zur Erprobung nur die Apparate Knorr, A.C.F.I., Type RM und der Abdampfinjektor Klasse LF, Bauart Friedmann, die im Betrieb keine größeren Erhaltungskosten verursachten und zufriedenstellend arbeiteten.

Die in Verwendung stehenden Bauarten können in drei Gruppen geteilt werden:

a) Oberflächenvorwärmer,
b) Einspritzvorwärmer,
c) Abdampfinjektoren.

**a) Oberflächenvorwärmer.** (Siehe Abb. 1, 2 und 3.)

Diese Art Vorwärmer ist bei den europäischen Bahnen weit verbreitet. Bei den Ausführungen nach Abb. 1 und 2 liegt die Speisepumpe zwischen Vorwärmer und Kessel, bei Ausführung nach Abb. 3 zwischen Vorwärmer und Tender. Es ist also bei den ersteren (Bauart A. C. F. I.*) Type RS) der Vorwärmer in das Saugrohr der Pumpe eingeschaltet. Diese Konstruktion hat zwar den Vorteil, daß der Vorwärmer drucklos ist, aber den Nachteil, daß die Pumpe mit heißem Wasser (bis 100° C) arbeiten muß. Der Vorwärmerkessel wird also hier keine großen Instandhaltungskosten verursachen, er kann leicht gebaut sein, Auswaschluken können leicht zugänglich und in genügender Anzahl angebracht werden und die Rohre, wenn sie nicht aus Eisen sind, sind haltbar. Hingegen ergeben sich aber bei der Heißwasserpumpe erhebliche Schwierigkeiten. Dadurch, daß das Wasser mit fast 100° C in den Saugraum gelangt, können leicht Verdampfungen auftreten, die ein Sinken des volumetrischen Wirkungsgrades bewirken. Um diesen Mangel nach Möglichkeit zu verkleinern, ist es notwendig, daß die Heißwasserpumpe tiefer liegt und das Wasser der Pumpe unter dem Druck einer ausreichenden Wassersäule zufließt. Zur Ausscheidung der in der Pumpe trotzdem entstehenden Dämpfe sind verwickelte empfindliche Einrichtungen notwendig. Ist eine nichtsaugende Anordnung (wie Abb. 1) nicht möglich, so muß eine zweite Pumpe eingeschaltet werden, die das Wasser ansaugt und zum Vorwärmer leitet (Abb. 2). Der Vorwärmer muß dann in genügender Höhe angebracht sein, damit auch hier das heiße Wasser unter dem Druck einer ausreichenden Wassersäule der Heißwasserpumpe zufließt. Durch Anordnung der zweiten Pumpe ergibt sich eine erhebliche Vermehrung des Gewichtes und eine Komplikation des gesamten Apparates, der in großen Erhaltungskosten und relativ

*) A. C. F. I. = L'Auxiliaire des Chemins de Fer et de l'Industrie.

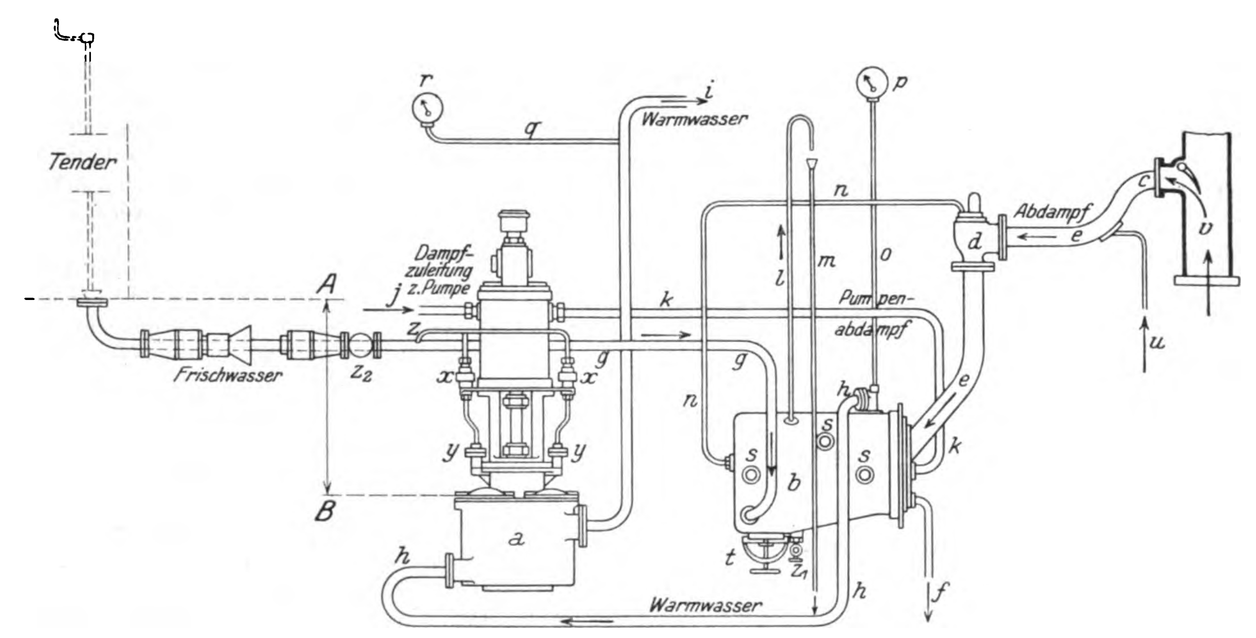



Abb. 1. Oberflächenvorwärmer mit Zulaufwasser. Bauart A. C. F. I. Type RS.

Erläuterung zu Abb. 1.

a = Warmwasserpumpe
b = Oberflächenvorwärmer
c = Abdampfentnahme
d = Regler
e = Abdampfleitung
f = Kondenswasserableitung
g = Kaltwasserleitung zum Vorwärmer
h = Warmwasserleitung zur Pumpe
i = Druckleitung
j = Frischdampfleitung zur Pumpe
k = Auspuffleitung von der Pumpe
l-m = Überlaufleitung vom Vorwärmer
n = Dampfleitung zum Regler
o = Thermometerleitung
p = Thermometer
q = Druckrohr-Manometerleitung
r = Manometer
s = Befestigung des Vorwärmers
t = Auswaschluke des Vorwärmers
u = Abdampf von der Luftpumpe
v = Blasrohr
x = Ablaßventil
y = Überlauf der Warmwasserpumpe
z = Überlaufrohr für x und y
$z_1$ = Ablaßhahn des Vorwärmers
$z_2$ = Wasserventil

kleinen Leistungen zum Ausdrucke kommt. Die Tatsache, daß die beiden Pumpen eine verschiedene volumetrische Leistung aufweisen, die sich entsprechend den verschiedenen Touren- größeren volumetrischen Wirkungsgrad hat, muß das überschüssige Wasser irgendwie zum Tender oder Saugrohr zurückgeleitet werden. Dadurch wird die Rohrlänge vergrößert und,

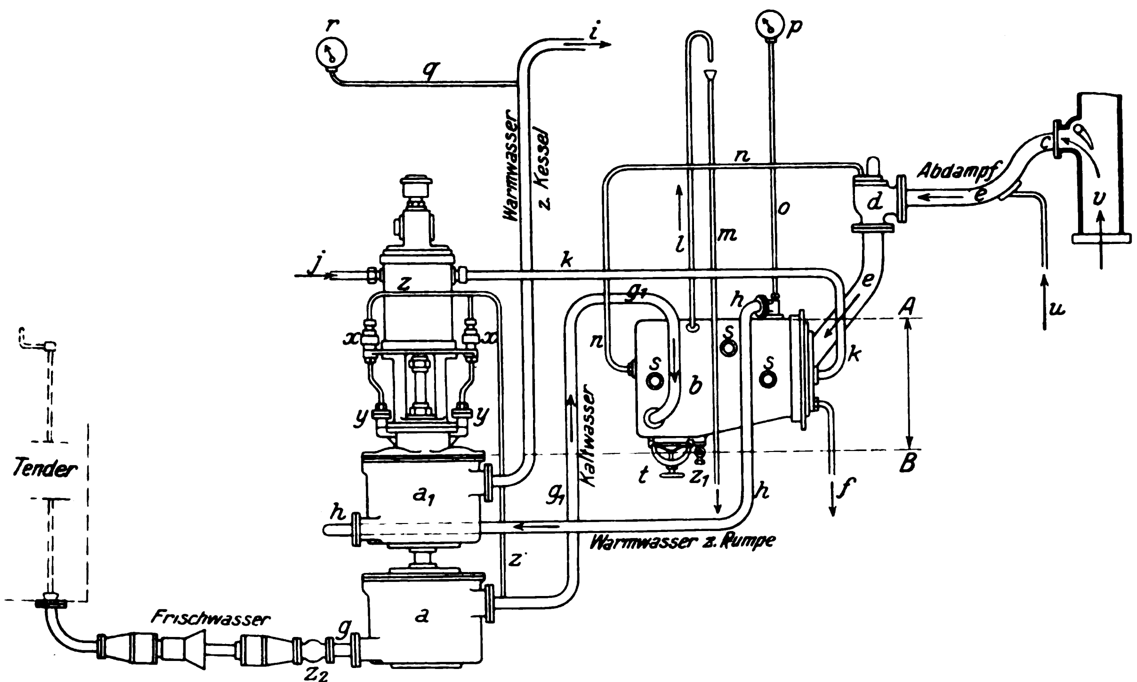



Abb. 2. Oberflächenvorwärmer. Saugende Bauart. Bauart A. C. F. I. Type RS.

Erläuterung zu Abb. 2.

a = Kaltwasserpumpe
$a_1$ = Warmwasserpumpe
b = Oberflächenvorwärmer
c = Abdampfentnahme
d = Regler
e = Abdampfleitung
f = Kondenswasserableitung
g = Kaltwasserleitung zur Pumpe
$g_1$ = Kaltwasserleitung zum Vorwärmer
h = Warmwasserleitung zur Pumpe
i = Druckleitung
j = Frischdampfleitung zur Pumpe
k = Auspuffleitung von der Pumpe
l-m = Überlaufleitung vom Vorwärmer
n = Dampfleitung zum Regler
o = Thermometerleitung
p = Thermometer
q = Druckrohr-Manometerleitung
r = Manometer
s = Befestigung des Vorwärmers
t = Auswaschluke des Vorwärmers
u = Abdampf von der Luftpumpe
v = Blasrohr
x = Ablaßventil
y = Überlauf der Warmwasserpumpe
z = Überlaufrohr für x und y
$z_1$ = Ablaßhahn des Vorwärmers
$z_2$ = Wasserventil

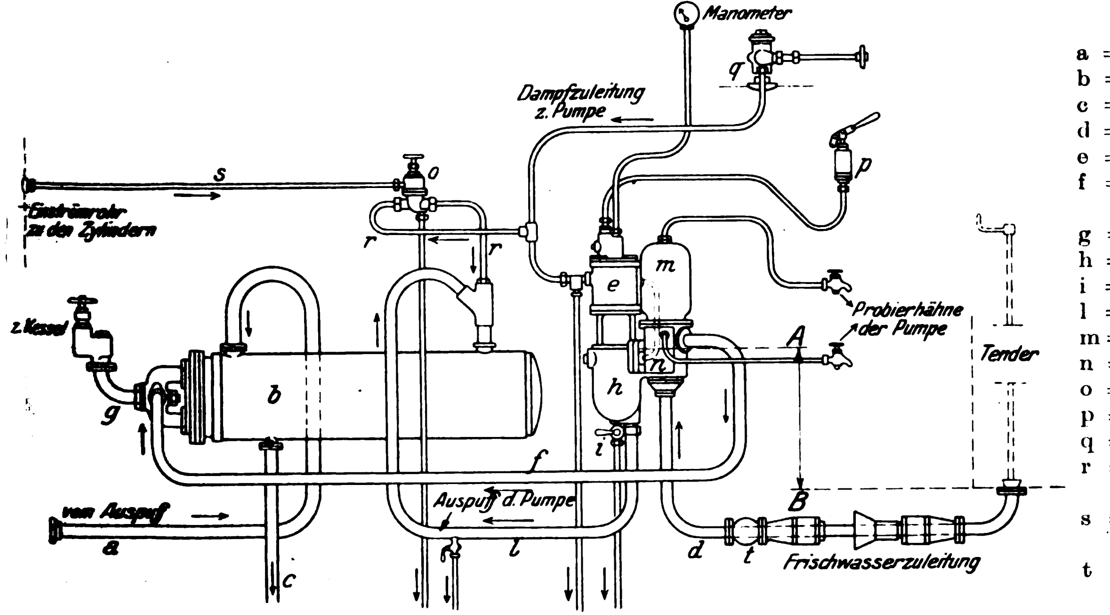



Abb. 3. Oberflächenvorwärmer. Bauart Knorr.

Erläuterung zu Abb. 3.

a = Abdampfleitung
b = Oberflächenvorwärmer
c = Kondenswasserableitung
d = Saugrohr
e = Dampfzylinder
f = Kaltwasserleitg. v. d. Pumpe z. Vorwärmer
g = Umschalthahn
h = Pumpenkörper
i = Entwässerungshahn
l = Pumpenabdampfleitung
m = Windkessel
n = Ventilgehäuse
o = Automat. Frischdampfventil
p = Öler
q = Dampfventil zur Pumpe
r = Frischdampfleitung zum Vorwärmer
s = Dampfrohr vom Schieberkasten
t = Wasserventil

zahlen und Wassertemperaturen verschieden ändert, bedingt die Anordnung von besonderen Apparaten zur gegenseitigen Abstimmung der Liefermenge. Da die Kaltwasserpumpe einen was noch schwerwiegender ist, es wird eine Änderung der Wasserleitung zwischen Lokomotive und Tender nötig, die erst bei den neuesten Apparaten vermieden erscheint.

Wie aus Abb. 1 und 2 ersichtlich, wird die Abdampfentnahme regelbar gemacht und das Zuströmen des zu kondensierenden Dampfes durch ein Ventil d geregelt. Solche Armaturen, die den Apparat verwickeln, sind bei den Oberflächenvorwärmern Bauart Knorr (Abb. 3) nicht nötig.

Bei diesen fördert die Pumpe kaltes Wasser, hält sich infolgedessen gut, aber der Vorwärmer steht unter Druck und die Schwierigkeiten ergeben sich nun hier. Es wird aus dem Vorwärmer sozusagen ein kleiner Kessel mit unter Druck stehenden Vorwärmerrohren. Dadurch entsteht die Möglichkeit von Wasserverlusten an den Rohrplatten, Anschlüssen usw., die Reinigung des Vorwärmers erfordert ein Herausnehmen der Rohre und wird infolgedessen schwierig. Erst in letzter Zeit hat man versucht, diese Nachteile herabzumindern.

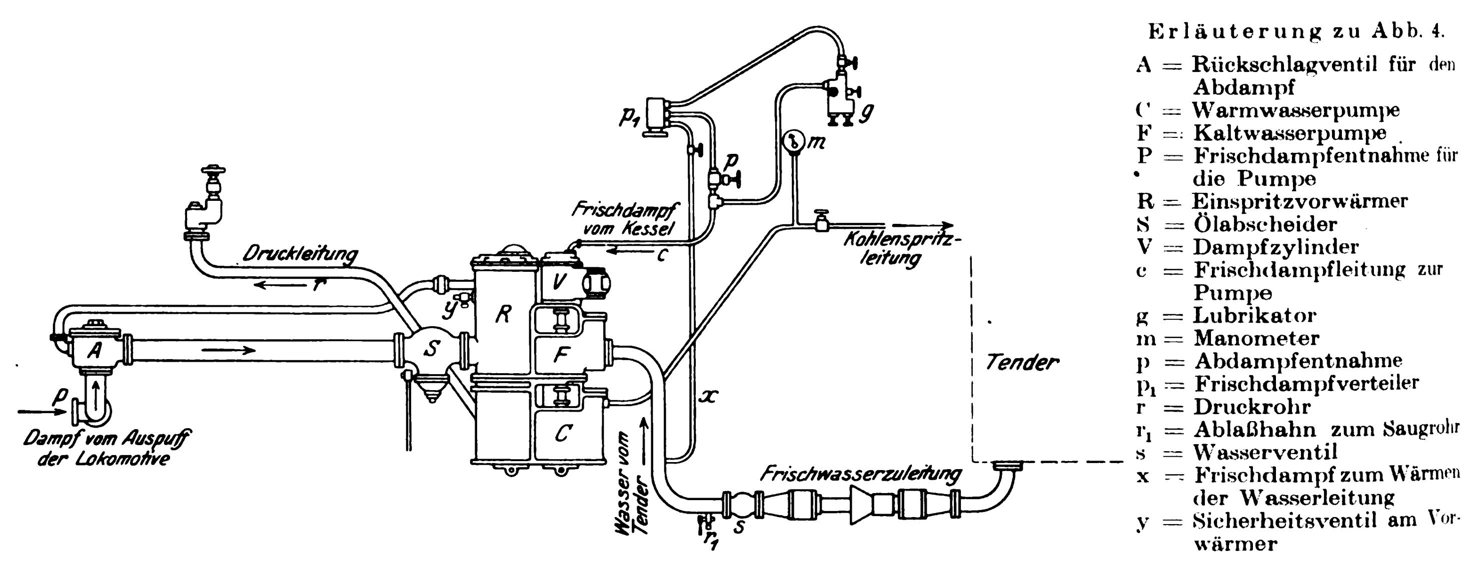
**b) Einspritzvorwärmer.** (Worthington und A.C.F.I., Type RM usw.)

Die Einspritzvorwärmer haben zwei Pumpen (Tandem), deren eine das Wasser ansaugt und in den Vorwärmer fördert, während die andere das heiße Wasser in den Kessel drückt. Bei diesem System (Abb. 4) ist die Anordnung eines Ölabscheiders und eines Rückschlagventiles A notwendig.

Es war naheliegend im Hinblick auf die Erfahrungen im laufenden Betrieb zuerst die beiden zur Erprobung verbliebenen Pumpenapparate zu vergleichen.

Der Oberflächenvorwärmer Knorr ist vielteiliger als der Einspritzvorwärmer A.C.F.I., er hat viele Teile unter Druck, die bei letzterem nicht bestehen, doch muß zugegeben werden, daß sich mit der Instandhaltung trotzdem keine nennenswerten Unkosten ergeben haben und auch bedeutendere Wasserverluste, worüber anderwärts geklagt wird, nicht vorgekommen sind. Der Arbeitsaufwand ist für beide Pumpenvorwärmer im Jahresdurchschnitt gleich. Ein Vorzug des Knorr-Systems besteht darin, daß der Dampfzylinder gegen den der Westinghouse-Bremse austauschbar ist und daß seine Pumpe viel einfacher ist als die verwickelte Kalt- und Heißwasserpumpe des A.C.F.I.-Systems, wobei letztere noch einen Temperaturregler mit Ventil und Federn benötigt, der bei Knorr entfällt. Die Behauptung, daß man mit Oberflächenvorwärmern keine konstante Temperatur erzielen kann, ist unzutreffend.

Bei dem milden Klima, das für die Italienischen Staatsbahnen in Betracht kommt, ist die Frostgefahr gering, die




Erläuterung zu Abb. 4.

A = Rückschlagventil für den Abdampf
C = Warmwasserpumpe
F = Kaltwasserpumpe
P = Frischdampfentnahme für die Pumpe
R = Einspritzvorwärmer
S = Ölabscheider
V = Dampfzylinder
c = Frischdampfleitung zur Pumpe
g = Lubrikator
m = Manometer
p = Abdampfentnahme
$p_1$ = Frischdampfverteiler
r = Druckrohr
$r_1$ = Ablaßhahn zum Saugrohr
s = Wasserventil
x = Frischdampf zum Wärmen der Wasserleitung
y = Sicherheitsventil am Vorwärmer

Abb. 4. Einspritzvorwärmer. Bauart Worthington.

Infolge der erforderlichen Hilfsapparate ist diese Art Vorwärmer noch verwickelter als die Oberflächenvorwärmer, aber ihr thermischer Wirkungsgrad ist günstiger, weil auch die Flüssigkeitswärme des Abdampfes verwertet wird und weil der Wasserverbrauch geringer ist.

Die Liefermenge der Worthington-Einspritzvorwärmer entsprach nicht dem mittleren normalen Bedarf. Es wurden deshalb die Steuerorgane geändert und dadurch eine größere Liefermenge erzielt. Außerdem stellten sich bald Schäden am Zerstäuberventil ein. Bei kleiner Liefermenge traten heftige Stöße auf, die zur Folge hatten, daß nach kurzer Betriebszeit die sehr teuren Trennungswände zwischen Kaltwasser- und Mischkammer ausgewechselt werden mußten. Infolge Verkrustung war eine häufige, äußerst zeitraubende Reinigung des Tauchreglers notwendig, die trotz aller Sorgfalt Unregelmäßigkeiten dieses Organs nicht beseitigen konnte. Das Schwimmerventil vollführte nicht mehr den vollen Hub, es ergab sich eine verminderte Liefermenge und eine wesentliche Verkleinerung der Ersparnisse. Erreichten die Ablagerungen ein gewisses Maß, so arbeitete der Schwimmer überhaupt nicht mehr und das Wasser wurde durch das Sicherheitsventil herausgeschleudert. Diese und andere Übelstände führten zu dem Beschluß, den Vorwärmer, Bauart Worthington, der für Länder mit besserem Speisewasser gut geeignet sein kann, aufzugeben.

Entwässerungshähne müssen aber in der kalten Jahreszeit bei längerem Stillstand dennoch geöffnet werden und bieten genügende Sicherheit.

Dazu muß allerdings bemerkt werden, daß die Versuche mit nahezu neuen Apparaten durchgeführt wurden, so daß nicht erwiesen ist, ob dasselbe nach vieljähriger Betriebszeit noch Gültigkeit hat.

**c) Abdampfinjektoren.** (Bauart Friedmann Kl. LF.) (Abb. 5.)

Diese Apparate machen noch einen Schritt weiter in der Ausnützung der im Abdampf vorhandenen Energie, indem sie nicht bloß die Verdampfungs- und Flüssigkeitswärme des Abdampfes verwerten, sondern auch noch einen Teil seiner Wärme in kinetische Energie umwandeln, wodurch der Abdampf fast zur Gänze die zum Speisen nötige Arbeit leistet.

Der Druck in der Mischkammer des Injektors (0,4 at) ist bedeutend niedriger als der Druck des Abdampfes, so daß dieser infolge der Expansion eine ganz bedeutende Zuflußgeschwindigkeit (575 m/Sek.) erreicht. Theoretisch läßt sich nachweisen, daß mit einer solchen kinetischen Energie ein Kessel von 20 ata gespeist werden kann; praktisch aber ist infolge verschiedener Nebenumstände diese Leistung nicht erreichbar, so daß es nicht möglich ist, diese einfache, wenig Platz beanspruchende und leicht anzubringende Konstruktion

ausschließlich mit Abdampf zu betreiben, sobald der Kesseldruck 10 atü übersteigt. Bei den gebräuchlichen höheren Kesselspannungen ist also ein Frischdampfzusatz nötig.

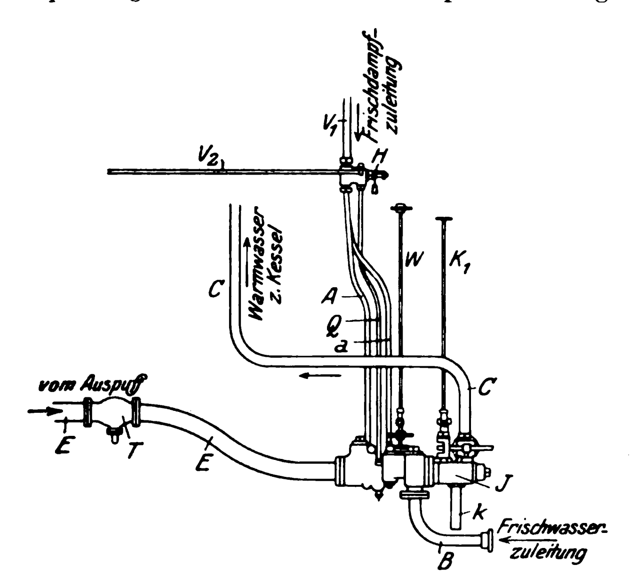



Abb. 5. Abdampfinjektor Friedmann. Klasse LF.

Erläuterung zu Abb. 5.

| | |
|---|---|
| A = Hochdruckdampf | k = Schlabberrohr |
| a = Niederdruckdampf | Q = Anlaßdampf |
| B = Wasserzuleitung | T = Ölabscheider |
| C = Druckleitung | $V_1$ = Frischdampf |
| E = Abdampfleitung | $V_2$ = Dampfleitung v. Schieberkasten |
| H = Anlaßventil | W = Wasserregulierung |
| J = Injektor | |
| $K_1$ = Schlabberabsperrung | |

Der Abdampfinjektor ist als Apparat für Verwertung des Abdampfes ohne weiteres mit den gewöhnlichen Pumpenvorwärmern zu vergleichen und hat eine ähnliche thermische Wirkung wie der Einspritzvorwärmer. Wie bei letzterem ist auch hier ein Ölabscheider in die Abdampfleitung und ein selbsttätiges Rückschlagventil (im Injektorkörper) eingebaut. Trotz seiner Einrichtung für selbsttätige Zuführung des Wassers und des Frischdampfes, die es ermöglicht den Apparat durch Bedienung eines einzigen Handgriffes in Gang zu setzen, hat er doch viel weniger Zubehörteile und ist weniger verwickelt als der Einspritzvorwärmer. Außerdem besitzt der Abdampfinjektor keine beweglichen Teile, so daß die Möglichkeit von Betriebsstörungen und die Notwendigkeit von Ausbesserungen sehr gering ist. Kommen aber solche Störungen vor, so ist ihre Ursache gewöhnlich rasch auffindbar und kann leicht behoben werden, wobei der Aufwand von Arbeitskraft und Material so gering ist, daß man ihn in den meisten Fällen praktisch vernachlässigen darf.

Die Instandhaltung des Abdampfinjektors, Bauart Friedmann, beschränkte sich während der ganzen Versuchszeit auf Reinigung der Siebe, Mundstücke und des Ölabscheiders, was meist vom Maschinenpersonal selbst besorgt wurde und mit keinen Kosten verbunden war.

Der Injektorkörper und die Düsen waren im Gegensatz zu den mit dem Frischdampfinjektor gemachten Erfahrungen beim Abdampfinjektor nach 4000 km Fahrt vollständig frei von Kesselstein. Die Ursache dieser Erscheinung dürfte darin liegen, daß die eindringenden geringen Ölreste mit dem Dampf eine Emulsion bilden, welche die anhaftenden Verkrustungen im Speisewasser auflöst.

Aus den Proben ergab sich, daß von allen drei in Betrieb befindlichen Apparaten der Abdampfinjektor Bauart Friedmann, Klasse LF die geringsten Instandhaltungskosten verursachte und die geringsten Beschädigungen im Dienste erlitten hat.

### 3. Theorie der Abdampfvorwärmer.

#### a) Der Vorwärmer als Speisewasserreiniger.

Eine gute Reinigung des Speisewassers erhöht nicht nur die Lebensdauer des Kessels, sie steigert auch bedeutend seine thermische Leistung und wäre deshalb ebenso bedeutungsvoll wie die Verwertung des Abdampfes. Nun hängt aber die praktisch erreichbare Reinigung vom Grade der Temperaturerhöhung ab. Die im Speisewasser enthaltenen Ca- und Mg-Bikarbonate und Mg-Chloride scheiden sich bei $100^0$ C aus. Die ersteren bilden einen schlammigen Niederschlag, letztere eine harte Verkrustung der Kesselwände, wobei die Chlorsäuren die Kesselbleche angreifen, während der im Wasser gelöste Sauerstoff bei $100^0$ C frei wird und eine Oxydation der Kesselwände verursacht. Die löslichen Ca- und Mg-Sulfate und die schädlichen Salze des Wassers bilden erst bei viel höherer Temperatur (140 bis $150^0$ C) einen Niederschlag. Man unterscheidet bekanntlich zwei Arten von Speisewasser:

1. Temporär hartes Wasser, das nur Ca- und Mg-Bikarbonate enthält, die bei $100^0$ C ausscheiden und
2. Permanent hartes Wasser, das reich an Salzen ist, die erst bei höherer Temperatur ausscheiden.

Nur bei temporär hartem Wasser wird mit dem Vorwärmer eine Reinigung von praktischer Bedeutung erzielt, während die Erfolge, die sich bei Reinigung von permanent hartem Wasser erzielen lassen, häufig überschätzt werden. Es wird auch in Ländern, die nicht mit permanent hartem Wasser speisen müssen, eine Reinigung des Wassers gar nicht angestrebt (z. B. bei den Systemen Knorr, Weir, Worthington, Dabeg, Friedmann). Im allgemeinen kann festgestellt werden, daß die Reinigung mit den Abdampfvorwärmern ebenso weit erreicht wird wie mit den gewöhnlichen Reinigern, die hierzu Frischdampf verwenden. Tatsächlich kann dem Wasser durch Reinigen mit Vorwärmern nur die temporäre Härte genommen werden.

Das Wasser des Heizhauses Ancona ist mittelmäßig ($6^0$ permanente und $3^0$ temporäre Härte, französischer Härtegrad). Die durchschnittliche Wasserhärte der in Betracht kommenden Wasserstationen ist $9^0$ permanent und $11^0$ temporär.

Von den zur Erprobung gebliebenen drei Apparaten ist der A.C.F.I.-Vorwärmer, Type RM, der einzige, der als Wasserreiniger konstruiert ist. Tatsächlich werden im Schlammsack des Apparates die Ca- und Mg-Karbonate und auch Beimengungen von kalk- oder siliziumhaltigem Ton ausgeschieden.

Die Reinigung des Vorwärmers wurde nur gelegentlich der Lokomotivreinigung vorgenommen. Die Klärkammer des Apparates, deren Wirksamkeit von ihrer Größe (im Verhältnis zur Liefermenge) abhängt, ist nicht groß genug, um ein Verschmutzen der Pumpenventile gänzlich zu verhindern. Diese Ventile mußten, sobald sich Unregelmäßigkeiten einstellten, gereinigt werden. Die Verkrustungen im Kessel waren fest und frei von Schlamm.

Der Knorr-Apparat trennt die Ca- und Mg-Bikarbonate nicht von den anderen, die die harten Verkrustungen im Kessel bilden. Die Wassergeschwindigkeit im Rohrbündel des Vorwärmers ist so groß, daß sich dort nur wenig Kesselstein bildet und eine Reinigung (Eintauchen in verdünnte Salzsäure) alle 4 bis 6 Monate hinreichend erscheint. Die Rohre halten sich gut und auch die unter Druck stehenden Anschlüsse ergaben keine nennenswerten Wasserverluste.

Die Ausscheidung des im Wasser gelösten Sauerstoffs wird eigentlich nur mit dem A.C.F.I.-Apparat erreicht. Für die Italienischen Bahnen ist aber der praktische Nutzen der Sauerstoffausscheidung gering, nicht nur weil das verwendete Wasser sauerstoffarm ist, sondern weil die Kessel größtenteils durch Kupferplatten, die sich sehr gut bewähren, gegen den Einfluß von Säuren und Sauerstoff geschützt sind.

Über den Abdampfinjektor Bauart Friedmann, Klasse LF, ist hier nichts zu sagen, weil er keine Wasserreinigung anstrebt.

**b) Die thermischen Verhältnisse bei der Abdampfverwertung.**

Die zur Erwärmung des Speisewassers erforderliche Abdampfmenge kann auf folgende Weise bestimmt werden:

1. Oberflächenwärmer.

1 kg Tenderwasser benötigt bei einer mittleren Temperatur von $15^0$ 85 Kalorien zur Erwärmung auf $100^0$. Wenn 1 kg Naßdampf von 0,2 atü und etwa 0,83 Dampfgehalt zu Wasser von $100^0$ kondensiert, so werden 451 kcal frei. Folglich kann 1 kg Dampf durch einen Oberflächenvorwärmer mit einem thermischen Wirkungsgrad von 0,9 eine Speisewassermenge $Q_1$ auf $100^0$ erwärmen, die gleich ist

$$Q_1 = \frac{451 \times 0{,}9}{85} = 4{,}8 \text{ kg}.$$

Bei überhitztem Dampf hat der Abdampf wohl die gleiche Spannung 0,2 kg/cm², aber eine Temperatur von ca. $110^0$.

1 kg überhitzter Dampf kann deshalb an den Vorwärmer 550 Kalorien abgeben und mit diesen kann man eine Wassermenge von

$$Q_2 = \frac{550 \times 0{,}9}{85} = 5{,}8 \text{ kg}$$

erwärmen.

Im ersten Fall wird die größte abgeleitete Abdampfmenge $\frac{100}{4{,}8} = 20{,}8\,\%$ der gesamten Auspuffmenge der Zylinder sein, im zweiten Fall $\frac{100}{5{,}8} = 17{,}2\,\%$.

2. Einspritzvorwärmer.

Die gleiche Überlegung führt hier zu folgenden Ergebnissen. Für eine Sattdampflokomotive: $Q_3 = Q_1 + 1 = 5{,}8$ und für die Lokomotive mit überhitztem Dampf $Q_4 = Q_2 + 1 = 6{,}8$ kg. Die Abdampfmenge ergibt sich sodann mit 17,2 bzw. 14,7 %.

3. Abdampfinjektor.

Hier muß etwas näher in die Theorie des Abdampfinjektors eingegangen werden.

Es ist: $t_v$ = Temperatur des Frischdampfes (Naßdampf vom Kessel)

$p_v$ = absoluter Druck des Frischdampfes (Naßdampf vom Kessel) kg/m².

$C_v$ = Wärmeinhalt in 1 kg Frischdampf.

$V_v$ = adiabatische Zuflußgeschwindigkeit des Frischdampfes vom Kesseldruck zu dem in der Mischkammer herrschenden Druck ($p_o$) durch eine geeignete divergente Düse.

$t_s, p_s, C_s, V_s$ = entsprechende Werte für den Abdampf.

$x_v$ = Feuchtigkeit des Frischdampfes, gemessen in dem Punkte, wo er entnommen wurde.

$p_o$ = absoluter Druck in der Mischkammer des Injektors, kg/m².

$p_t$ = absoluter atmosphärischer Druck, kg/m².

$t_o$ = Tenderwassertemperatur.

$t_2$ = Speisewassertemperatur im Druckrohr des Injektors.

$d_2$ = spezifisches Gewicht des Wassers bei der Temperatur von $t^2$, kg/m³.

$P_v$ = Gewicht des zusätzlichen Frischdampfes, das erforderlich ist, um 1 kg Tenderwasser zu speisen.

$P_s$ = Gewicht des Abdampfes, das erforderlich ist, um 1 kg Tenderwasser zu speisen.

Es wird angenommen, daß kein Wärmeaustausch zwischen dem Injektor und der Außenluft stattfindet, das heißt, daß der Injektor eine adiabatische Maschine wäre (nach Zeuner). Bei dieser Annahme ist die Wärmemenge im Druckrohr des Injektors vermehrt um die Wärme, die der Förderarbeit entspricht, gleich der Summe aus der im Tenderwasser und der im Frisch- und Abdampf enthaltenen Wärme.

Die in 1 kg Druckwasser enthaltene Wärme wird durch die Gleichung ausgedrückt:

$$C_2 = (P_v + P_s + 1)\, t_2 + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2}$$

in der der zweite Teil der rechten Seite die Wärme darstellt, die der zur Überwindung der Förderhöhe zwischen $p_t$ und $p_v$ notwendigen Arbeit entspricht.

Die Wärme, die in dem Gemisch von Frisch- und Abdampf enthalten ist: $C_1 = C_v P_v + C_s P_s$, während die in einem kg Tenderwasser enthaltene gleich $t_o$ ist. Es muß sein: $C_2 = C_1 + t_o$ oder wenn man substituiert:

$$(P_v + P_s + 1)\, t_2 + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2} = C_v P_v + C_s P_s + t_o$$

$$\text{oder: } P_v (C_v - t_2) + P_s (C_s - t_2) = t_2 - t_o + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2} \quad ..1)$$

Wenn man die Zulaufgeschwindigkeit des Wassers zum Injektorkörper, die von der Höhe des Tenderwasserspiegels abhängt und sich je nach dem Verbrauch ändert und praktisch bis auf Null sinken kann, vernachlässigt, hat man andererseits folgende Gleichgewichtsbedingung der zu- und abströmenden Bewegungsgröße:

$$\frac{1}{u} \,.\, (P_v V_v + P_s V_s) = (1 + P_v + P_s)\, V_2 \,........ 2)$$

wobei u einen Koeffizienten bedeutet, dessen Größe von den Düsenformen abhängt.

Wenn man aus (1) und (2) die Werte $P_v$ und $P_s$ errechnet, so ergeben sich folgende Brüche:

$$P_v = \frac{u\,v \,.\, (C_s - t_2) - (V_s - u\,v)\left(t_2 - t_o + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2}\right)}{(V_v - u \,.\, v)(C_s - t_2) - (V_s - u\,v)(C_v - t_2)} \quad ...3)$$

$$P_s = \frac{(V_v - u\,v)\left(t_2 - t_o + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2}\right) - u\,v\,(C_v - t_2)}{(V_v - u\,v)(C_s - t_2) - (V_s - u\,v)(C_v - t_2)} \quad ..4)$$

Für die zahlenmäßige Bestimmung der Größen $P_v$ und $P_s$ aus den erhaltenen praktischen Ergebnissen gilt folgendes:

1. Der Wert von $C_v$ ergibt sich aus der Feuchtigkeit $x_v$ und dem Druck $p_v$ aus gewöhnlichen Entropietafeln;

2. der Wert $C_s$ ergibt sich aus $t_s$ und $p_s$ wie oben;

3. die Geschwindigkeit $V_v$ und $V_s$ werden nach den Tafeln von Molier aus den Anfangs- und Endzuständen bestimmt. Für $V_v$ gilt als Anfangszustand $p_v$ und $x_v$.

Für $V_s$ gilt als Anfangszustand $p_s$ und $t_s$. Der Endzustand für beide Geschwindigkeiten ist durch den Druck $p_o$ in der Mischkammer des Injektors bestimmt.

4. Der Wert von $V_2$ ist durch die elementare Hydraulik gegeben. $V_2 = H \sqrt{2 g \frac{p_v - p_o}{d_2}}$, wobei H ein Koeffizient ist, der allen Widerständen des Injektors, des Druckrohrs und des Rückschlagventils im Kessel Rechnung trägt.

Die größte Abdampfmenge, die man mit einem Injektor, der mit Frisch- und Abdampf arbeitet, rückgewinnt, kann man direkt aus den Gleichungen 3) und 4) errechnen. Sie wechselt sehr häufig bei demselben Apparat, weil sie sowohl vom Zustand des Abdampfes als auch vom Frischdampfzusatz, der zu seinem Betrieb notwendig ist, abhängt.

Es sei folgender spezieller Fall bei einer Lokomotive mit Sattdampfbetrieb berechnet:

$p_v = 130\,000$ kg/m²; $t_v = 191^0$; $x_v = 0{,}9$ in der Injektordüse;
$p_s = 13\,000$ kg/m²; $t_s = 106^0$; $x_s = 0{,}80$ „ „ „
$t_2 = t_s = 106^0$; $t_o = 15^0$; $p_o = 4500$ kg/m².
$\frac{1}{u} = 0{,}70$, $H = 1{,}4$, (Hirsch-Giffard) $d_2 = 1000$ kg/m³.

Es ergeben sich: $V_v = 1000$ m/Sek $V_s = 520$ m/Sek.
$C_v = 621$ kcal $C_s = 534$ kcal.

$$V_2 = H\sqrt{2g\frac{p_v - p_t}{d_2}} = 1{,}4\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{130\,000 - 1000}{1000}} = $$
$$= 70{,}5 \text{ m/Sek.}$$

Substituiert man in Gleichung 4), so erhält man $P_s = 0{,}168$, d. h., man braucht 16,8 % Abdampf, um den Kessel mit Wasser von 106° zu speisen.

Wenn dagegen die Lokomotive mit überhitztem Dampf arbeitet, ändern sich die Größen nur beim Abdampf, während der Frischdampf immer naß ist. Es sei in einem Durchschnittsfall

$p_s = 13\,000$ kg/m²

$t_2 = t_s = 110°$ (Dampf leicht überhitzt).

Es ergibt sich in diesem Falle

$V_s = 580$ m/Sek. $C_s = 643$ kcal.

Es sei hier bemerkt, daß im Falle die Lokomotive mit überhitztem Dampf arbeitet, $C_s$ immer größer als $C_v$ ist ($C_s = 643$ kcal, $C_v = 621$ kcal).

Es ergibt sich in diesem Falle $P_s = 0{,}138 = 13{,}8$ % des verfügbaren Abdampfes als größte Abdampfmenge, die bei einer Druckwassertemperatur von 110° kondensiert wird.

Wenn man die größte Wärmemenge des Abdampfes verwerten will, ist es unbedingt nötig, daß das Wasser mit möglichst hoher Temperatur in den Kessel befördert wird, d. h. der Wert $t_2$ der Temperatur des Gemisches muß möglichst gleich $t_s$ sein (Temperatur des Abdampfes).

Die gegenwärtigen Abdampfinjektoren sind in bezug auf Liefermenge weniger regelbar als die gewöhnlichen Speisepumpen. Es ist deshalb beim Abdampfinjektor weniger leicht eine Speisung zu erzielen, die ständig den Wasserverbrauch des Kessels ersetzt, worauf noch später zurückgekommen wird.

**c) Nebenerscheinungen der Abdampfverwertung.**

Aus den im letzten Abschnitt angeführten Zahlen ergibt sich, daß bei Verwendung der verschiedenen Vorwärmer um 14 bis 20 % weniger Abdampf durch das Blasrohr strömt, wodurch die Blasrohrwirkung vermindert wird. Es wäre naheliegend, den Blasrohrquerschnitt entsprechend zu verkleinern, doch besteht dann die Gefahr, daß dadurch die Gegendrücke in den Zylindern anwachsen. Auch die Anordnung eines Blasrohrs mit veränderlichem Querschnitt erscheint nicht empfehlenswert, weil es dann vom Personal abhängt ob dem Übel abgeholfen oder ob es vergrößert wird.

Der Einfluß des Abdampfvorwärmers äußert sich in folgenden Erscheinungen:

1. Wärmerückgewinn aus dem Abdampf.
2. Erhöhung der durchschnittlichen Verdampfungsziffer, die einer Verkleinerung der Brennstoffmenge entspricht.
3. Die Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades der Feuerung ist geringer als die entsprechende Verschlechterung der Zugwirkung.
4. Verminderung der Überhitzungstemperatur, die der niedrigeren Temperatur der Rauchgase infolge Verminderung der Blasrohrwirkung entspricht.
5. Verminderung des Gegendrucks in den Zylindern (Vergrößerung des Indikatordiagramms).
6. Verminderung der verbrannten Brennstoffmenge infolge verminderter Blasrohrwirkung.

Der Ausgleich der verschiedenen, einander gegenüberstehenden Vor- und Nachteile stellt sich bei den Einspritzvorwärmern und Abdampfinjektoren günstiger als bei den Oberflächenvorwärmern, weil letztere für den gleichen Effekt mehr Abdampf benötigen; bei den ersteren kann der Blasrohrquerschnitt unverändert belassen werden.

**d) Frischdampfverbrauch der Vorwärmer.**

1. Vorwärmer mit Pumpen.

Von der Kohlenersparnis, die durch Verwendung des Vorwärmers erreicht wird, muß man den Eigenverbrauch der Pumpe, dessen Höhe von der Hubzahl und dem Erhaltungszustand abhängt, abziehen.

Parmentier*) behauptet, daß eine neue Pumpe mit 10 . 160 l Stundenleistung bei höchster Tourenzahl 370 kg Dampf, d. i. 3,62 % des gespeisten Wassers verbraucht. Meistens wird die Pumpe, die für die Höchstleistung bemessen sein muß, mit einer geringeren Hubzahl laufen, so daß sich der Dampfverbrauch auf etwa 5 % erhöht und die Tatsachen, daß die Pumpe außerdem nicht neu bleibt und daß der Betriebsdampf infolge verwickelter Rohrführung feucht ist, bewirken, daß in manchen Fällen der Dampfverbrauch auf 8 bis 10 % steigt**).

Während der normale Frischdampfinjektor einen sehr günstigen thermischen Wirkungsgrad aufweist, weil bei ihm die Energie des Dampfes fast zur Gänze in den Kessel zurückgeführt wird, geht der für den Betrieb der Pumpe notwendige Dampf verloren. Zur Verbesserung dieses Umstandes wird der Auspuff der Pumpe in den Vorwärmer geleitet, doch darf nicht übersehen werden, daß dafür von dem zur Verfügung stehenden Abdampf weniger entnommen wird, also günstigstenfalls nur ein Teil dieses Rückgewinnes vom tatsächlichen Verbrauch abgerechnet werden darf.

Die Fahrproben zeigen die große Bedeutung dieses Dampfverbrauchs, der in manchen Fällen die erzielten Ersparnisse auf Null reduziert.

2. Abdampfinjektor.

So wie beim normalen Frischdampfinjektor wird auch beim Abdampfinjektor die im Frischdampf enthaltene Energie zurückgewonnen, man muß aber auch hier in Betracht ziehen, daß dafür weniger Abdampf verwertet wird. Der aufgebrauchte Frischdampf verringert also die durch Abdampf erzielten Ersparnisse. Aus der Zusammenstellung 2 ersieht man die teils gemessenen, teils errechneten, den wirklichen Betriebsverhältnissen entsprechenden Werte. Vorausgesetzt ist dabei eine konstante Speisewassertemperatur von 100° C und ein Kesseldruck von 12 atü mit überhitztem Dampf.

Zusammenstellung 2.

Frischdampf- und Abdampfmengen, die von einem Injektor bei verschiedenen Abdampfspannungen und konstanter Druckwassertemperatur von 100° C verbraucht werden.

| $P_s$ ata | $P_v$ % | $P_s$ % | $P_v + P_s$ % | $\frac{P_v}{1+P_v+P_s}$ % | $\frac{P_s}{1+P_v+P_s}$ % | $\frac{P_v+P_s}{1+P_v+P_s}$ % | Anmerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | |
| 1,0 | 7,00 | 9,10 | 16,10 | 6,03 | 7,82 | 13,85 | Die letzten drei Spalten geben die prozentuellen Frisch- und Abdampfmengen, bezogen auf das ganze, in den Kessel geförderte und jeweils verdampfte Wasser. Die Spalten 2, 3 und 4 hingegen geben die gleichen aus Formeln errechneten Werte bezogen auf das verbrauchte Tenderwasser. |
| 1,1 | 6,40 | 9,70 | 16,10 | 5,50 | 8,35 | 13,85 | |
| 1,2 | 6,00 | 10,00 | 16,00 | 5,17 | 8,63 | 13,80 | |
| 1,3 | 5,40 | 10,50 | 15,90 | 4,66 | 9,06 | 13,72 | |
| 1,4 | 4,70 | 11,20 | 15,90 | 4,06 | 9,64 | 13,70 | |
| 1,5 | 4,30 | 11,50 | 15,90 | 3,72 | 9,92 | 13,64 | |
| 1,6 | 3,75 | 11,95 | 15,70 | 3,24 | 10,36 | 13,60 | |
| 1,7 | 3,00 | 12,60 | 15,60 | 2,40 | 11,10 | 13,50 | |
| 1,8 | 2,60 | 12.90 | 15,50 | 2,25 | 11,20 | 13,45 | |

(Schluß folgt.)

*) Rev. Gén. des Chem. de Fer op. cit. Nr. 2, 1925, S 116: Appareils d'alimentation à très haute temperature système A.C.F.I. pour locomotives.

**) Siehe Zeitschrift des V. D. I. Nr. 21, vom 25. Mai 1918.

# Gesteuerte Lenkachsen.

Von **J. Jahn,** Professor an der Technischen Hochschule der Freien Stadt Danzig.

In einer Reihe von Aufsätzen verficht Reichsbahnrat Dr. Ing. Bäseler in München mit gewichtigen Gründen die Ansicht, daß die Spurerweiterung in Gleiskrümmungen überflüssig, ja in vielen Fällen sogar schädlich, weil widerstandsmehrend, sei*). Ich habe die von Dr. Bäseler behauptete Verminderung des Widerstandes durch Fortfall der Spurerweiterung für gewisse Fälle bewiesen**). Heute will ich mich mit einem sehr beachtenswerten Vorschlag des Herrn Dr. Bäseler im einzelnen befassen, ohne die Frage erneut im ganzen aufzurollen. Herr Dr. Bäseler schlägt nämlich für Eisenbahnfahrzeuge eine Bauart mit gesteuerten Lenkachsen vor. Mit diesem Namen bezeichnet er eine Anordnung der bekannten gekuppelten Lenkachsen, die jeder einzelnen Achse die für das Durchlaufen der Krümmung günstigste Stellung gibt. Wenn Spurerweiterung vorhanden ist, so sind in der Krümmung verschiedene Stellungen der Achsen denkbar. Je nach der Größe der Zentrifugalkraft, der Überhöhung usw. wird die eine oder die andere Platz greifen. Also gehört zum Begriff der gesteuerten Lenkachse der Fortfall der Spurerweiterung. Zwar wird ein geringes Spiel des Fahrzeugs im Gleise immer verbleiben müssen. Für die nachfolgende grundsätzliche Untersuchung soll es aber = Null angenommen werden. Ebenso werde angenommen, daß die Zentrifugalkraft durch die Überhöhung ausgeglichen sei.

Es kommt also darauf an, den Achsen z. B. eines dreiachsigen Wagens in einem gekrümmten ohne Spurerweiterung verlegten Gleis eine gewisse günstigste Stellung durch gegenseitige Kupplung zu sichern. Welches ist aber nun die günstigste Stellung? Diese Frage ist meines Wissens bisher noch niemals richtig beantwortet worden. Die richtige Antwort zu finden, betrachte ich als meine Aufgabe. Als günstigste Stellung betrachte ich für die einzelne Achse diejenige, bei der zwischen ihrem Spurkranz und dem Schienenkopf kein Spurkranzdruck auftritt, also die Neigung zur Entgleisung völlig verschwindet, und bei Zweipunktberührung kein Schleifen zwischen Spurkranz und Schienenkopf stattfindet. Abb. 1 stellt den allgemeinen Fall dar, in dem ein Spurkranzdruck P′ vorhanden ist. Er kann positiv oder negativ sein, d. h. vom Außenstrang oder vom Innenstrang ausgehen. Für die Ermittlung der günstigsten Stellung wird P′ = O zu setzen sein. Es ist bekanntlich die Ansicht gang und gäbe, daß die günstigste Stellung die im Halbmesser (die radiale) sei. So einfach ist die Sache nun nicht. Die einzelne Achse tritt unter einem Eisenbahnfahrzeug selbständig, d. h. ohne mit den andern Achsen durch einen starren Rahmen, der sie parallel mit jenen hält, verbunden zu sein, auf als freie Lenkachse, die wir hier nicht zu behandeln haben, als seitlich verschiebbare Mittelachse gekuppelter Lenkachsen und als Deichselachse. Die Endachsen gekuppelter Lenkachsen sind nämlich Deichselachsen. Mag ihre Anordnung auch noch so verwickelt sein, so läßt sie sich doch immer durch Abb. 1 in ihrer Wirkung darstellen. Die kleinen Kreise auf den Schienen bedeuten die Radaufstandspunkte. Bei M möge man sich ein Halslager vorstellen, das die Achse ohne seitliches Spiel umfaßt. Wenn die Mittelachse in der Gleiskrümmung seitwärts um den Betrag der Bogenhöhe ausweicht, so stellt sie die Endachsen mittels der Deichseln schräg ein. Welche Richtung soll sie ihnen geben und welche soll sie selbst einnehmen — genau die Richtung nach dem Mittelpunkt zu, oder eine andere? — Die Abb. 1 zeigt, daß Punkt O insofern, als das dort befindliche Bolzenauge zur Mittelachse gehört, in der Verlängerung von OO, insofern aber, als der zugehörige Bolzen zur Endachse gehört, in Richtung OE fortzuschreiten trachtet; also kommt es hier zu Druck und Gegendruck P. In seiner Wirkung auf die Endachse ist er mit schwarzem, in seiner Rückwirkung auf die Mittelachse mit weißem Pfeil gezeichnet. Der Winkel zwischen beiden ist in Wirklichkeit sehr klein und werde vernachlässigt. Wir betrachten zunächst die Endachsen, und zwar genügt es, eine ins Auge zu fassen. Denken wir uns z. B. die vordere aus ihrem Zusammenhang herausgelöst und nehmen wir zunächst an, eine Feder- oder sonstige Kraft, die sie in ihre Mittellage zurückzuführen sucht, sei nicht vorhanden. Auch sei keine weitere Verbindung zwischen Deichsel und Untergestell — also kein Drehzapfen bei E — vorgesehen, so daß also dort keine Kraft auftreten kann. Wirkt die Kraft P, so sucht das durch P gebildete Moment den Achssatz um einen Punkt $\Omega$, den Pol, zu drehen. Rollend können nämlich die Räder nicht nachgeben, denn sie müßten im entgegengesetzten Sinne rollen, was aber nicht möglich ist, weil sie auf gemeinschaftlicher Welle befestigt sind. Also unterscheiden sie sich in nichts von einem Träger, der in zwei Punkten, den Radaufstandspunkten, seine Last Q zu je $\frac{Q}{2}$ abgibt und seiner Verschiebung dort einen Reibungswiderstand $\frac{\Phi}{2} = f\frac{Q}{2}$ entgegensetzt. Uebelacker hat nachgewiesen, daß Pol $\Omega$ eine Verschiebung aus der Mittellinie erfährt, wenn das Fahrzeug Zugkraft ausübt oder aufnimmt*). Dieser Einfluß werde vernachlässigt. Dies kann für das gezogene Fahrzeug, auf das es hier in erster Linie ankommt, ohne weiteres geschehen. Die Abänderung für das mit großer Kraft ziehende aber wird sich nach den folgenden Ableitungen unter Zuhilfenahme der unten aufgeführten Quellen leicht finden lassen. Es muß sein

$$P(l + x) = \Phi\sqrt{s^2 + x^2} \quad \ldots\ldots \quad 1)$$

$$P = 2\frac{\Phi}{2}\cos\alpha = \Phi\frac{x}{\sqrt{s^2 + x^2}} \quad \ldots\ldots \quad 2)$$

Es folgt

$$x = \frac{s^2}{l} \quad \ldots\ldots \quad 3)$$

Der Träger vollführt seine Drehung also um einen Punkt $\Omega$, der, von P aus gerechnet, um $\frac{s^2}{l}$ jenseits des Trägers — der Achse — liegt. Dieses Ergebnis ist leicht auf unsern Wagen zu übertragen. Die Achsen erleiden beim Krümmungslauf einen ständigen Richtungswechsel, eine Schwenkung, wie ich es nenne. Den Endachsen, — wie wir später sehen werden, auch der Mittelachse — wird sie durch die Kraft P aufgezwungen. Der Pol liegt also um $\frac{s^2}{l}$ vor der Vorder- und hinter der Hinterachse, falls nicht weitere Kräfte, z. B. Spurkranzdrücke, wirken. Der Pol der Schwenkung ist nun andererseits der Fußpunkt des vom Krümmungsmittelpunkt auf die Bewegungsrichtung des Achssatzes gefällten Lotes. Diese Tatsache, oft als selbstverständlich behandelt, ist leicht zu beweisen. Die Mittellinie einer Achse oder starr durch einen Rahmen verbundenen Achsgruppe bildet eine Sehne zum Krümmungskreis. Zerlegt man die im Kreisbogen fortschreitende Bewegung der Achse, also der Sehne, in eine gradlinige und eine drehende, so muß die drehende die Sehne,

*) Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1926, Nr. 8, 9, 10, 12 und 13 sowie ebenda 1927, Nr. 27.

**) Ebenda 1927, Nr. 16 mit einer Berichtigung in Nr. 30. Siehe auch meine Entgegnung auf gewisse Einwürfe in Nr. 26.

*) Organ 1903, Beilage Dr. Ing. Uebelacker „Untersuchungen über die Bewegungen von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen“ und ebenda 1927, S. 265 „Über die Lage des Reibungsmittelpunktes bei arbeitenden Lokomotiven.“



nachdem sie bei einer unendlich kleinen in ihrer Richtung fortschreitenden Bewegung den Kreis verlassen hat, mit beiden Endpunkten wieder auf den Kreisbogen gelangen lassen. Das ist augenscheinlich nur bei Drehung um den Sehnenmittelpunkt, also um den Fußpunkt des vom Kreismittelpunkt auf die Sehne gefällten Lotes der Fall*).

Wenn wir also die Länge l der Deichseln an den Endachsen unseres Dreiachsers so wählen, daß der Fußpunkt jenes Lotes um $\frac{s^2}{l}$ vor bzw. hinter dieser liegt, so werden die Endachsen lediglich durch den Rückdruck P an den Deichselenden geschwenkt, üben also keinen Spurkranzdruck auf die Schienen aus.

Welches ist nun die günstigste Stellung der Mittelachse? Die zu ihr gehörenden Kräfte erhalten den Zeiger m. Sie steht nicht unter dem Einfluß einer Einzelkraft, sondern eines Momentes $2\,P\,(d-l)$. d ist der halbe Radstand $\overline{MO}+l$. In die Zeichnung ist, um die Übersicht nicht zu stören, nur $d-l$ eingetragen. Für die Stellung im Halbmesser, die für diesen Fall als günstigste zu vermuten ist, also für die Lage des Poles in M, erhalten wir als Gleichgewichtsbedingung entsprechend der Gl. 1)

$$2\,P\,(d-l) = \Phi_m\,s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ 4)$$

Diese Gleichung kann und wird durch richtige Wahl von $\Phi_m$ erfüllt werden (vergl. später). Aber auch die der Gl. 2) entsprechende Gleichung ist erfüllt. Sie lautet hier $P-P=O$, denn die beiden P sind entgegengesetzt gerichtet, und die $\frac{\Phi_m}{2}$ haben bei der angenommenen Pollage keine Seitenkraft quer zum Fahrzeug. Die Stellung der Mittelachse im Halbmesser ist also die günstigste. Die Bedingungen für die günstigste Stellung der drei Achsen im Gleis ohne Spurerweiterung sind also, zusammengefaßt, diese: „Die Mittelachse muß im Halbmesser stehen und die Deichsellänge so bemessen sein, daß bei Stellung der drei Radaufstandspunkte auf dem Krümmungskreis die vom Kreismittelpunkt auf die Fahrtrichtung der Endachsen gefällten Lote ihre Fußpunkte um die Polweiten $x=\frac{s^2}{l}$ vor und hinter den Endachsen haben. Ferner muß die eben aufgestellte Gl. 4) erfüllt sein".

Die Bedingung für die Lage der Radaufstandspunkte und des Fußpunktes läßt sich in die folgende Gleichung kleiden.

$$(x+l)^2+(R^2-x^2)=\overline{OZ}^2=(d-l)^2+R^2$$

$$l=\frac{d^2}{2\,(d+x)} \text{ und, wenn man } x=\frac{s^2}{l} \text{ setzt, } l=\frac{d^2}{2\left(d+\frac{s^2}{l}\right)} \quad \ldots\ 5)$$

oder

$$l=\frac{d^2-2\,s^2}{2\,d}, \quad \ldots\ldots\ldots\ 6)$$

unabhängig vom Krümmungshalbmesser.

In Gl. 4) ist P aus Gl. 2) und in diese $x=\frac{s^2}{l}$ einzusetzen, um zu erhalten $\Phi_m = 2\,\frac{d-l}{\sqrt{s^2+l^2}}\,\Phi$ oder, da die Reibungsziffern an Mittel- und Endachsen im allgemeinen gleich groß sind, unabhängig vom Krümmungshalbmesser

$$\frac{Q_m}{Q}=2\,\frac{d-l}{\sqrt{s^2+l^2}}, \quad \ldots\ldots\ldots\ 7)$$

*) Eine eingehendere Darstellung dieser und anderer oben angedeuteten Begründungen findet sich in Jahn „Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen". Berlin, Verlag der verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft 1927. — Auf anderem Wege kommt Uebelacker zu dem gleichen Ergebnis. Organ 1903, Beilage S. 2.

Der Wunsch nach günstigster Stellung aller Achsen ist also unter der Voraussetzung fehlender Rückstellvorrichtungen und unter der weiteren Voraussetzung, daß die Verbindung mit dem Wagenuntergestell nur durch die Gabeln der Mittelachse und einen Zapfen bei M erfolge, nur erfüllbar durch Wahl einer bestimmten Deichsellänge und eines bestimmten Belastungsverhältnisses zwischen Mittel- und jeder Endachse. Wenn z. B. der Radstand eines Dreiachsers 6 m ist, so ist $d=3$, und es ergibt mit $s=0{,}75$, $s^2=0{,}5625$, Gl. 6) $l=1{,}313$, Gl. 3) $x=0{,}428$, Gl. 2) $P=0{,}495\,\Phi$, Gl. 7) $\frac{Q_m}{Q}=2{,}230$.

Wenn man sich in Abb. 1 die Mittelachse um einen kleinen Winkel aus der Richtung des Halbmessers verdreht denkt, so nehmen auch die Endachsen andere nicht gewünschte Stellungen ein. Derartige Störungen könnten eintreten, wenn z. B. durch einen Zufall die Reibungsziffer an einem Rad plötzlich stark vermindert wird. Solche unerwünschten Einstellungen kann man ausschließen, wenn man auf die Welle der Mittelräder neben jedem Rade je einen Doppelhebel anbringt und seinen einen Endpunkt mit der einen, seinen anderen mit der anderen Endachse verbindet. Diese hier nur der Wirkung nach angegebene Vorrichtung verhütet solche unregelmäßigen Einstellungen, behindert aber bei richtiger Bemessung der Hebellängen die regelrechten nicht und übt deshalb im glatten Betrieb auch keine Kräfte aus. Sie ist deshalb auch nicht in die Abbildung eingezeichnet.

Wir haben also hier den Inbegriff eines „kurvenfühligen" Fahrzeugs vor uns, wie Bäseler es nennt; es tritt nirgends ein Spurkranzdruck, nirgends ein Drehzapfendruck auf, aber die Mittelachse soll nach Gl. 7) mehr als doppelt so hoch belastet sein, als jede der Endachsen. Das ist sehr unbequem. Wenn man den Wert für l aus Gl. 6) in Gl. 7) einsetzt, so erhält man $\frac{Q_m}{Q}=2\,\frac{d^2+2\,s^2}{\sqrt{d^4+4\,s^4}}$. Der Ausdruck rechts nähert sich mit zunehmendem d, also zunehmendem Radstand, dem Wert 2, aber nur langsam.

Das Wagenuntergestell ist mit dem Wagenkasten fest verbunden, oder Untergestell und Kasten bilden ein Ganzes. Von nun an soll kurzweg die Bezeichnung „Untergestell" und für die Teile OMO, OE usw. in Abb. 1 die Bezeichnung „Stellzeug" benutzt werden. Vom Zusammenhang des Untergestells und Stellzeuges brauchte wenig gesprochen zu werden, solange als die Rückstellvorrichtungen außer Betracht blieben. Jener Zusammenhang kann sehr verschieden ausgeführt werden. Für die vorliegende Untersuchung genügt zunächst folgende Versinnbildlichung der Ausführungsmöglichkeiten. Die einzelnen Teile sollen dabei nur in ihrer Wirkung als Bewegung übertragende Teile und ohne Rücksicht auf bestehende Ausführungsformen und leichte Herstellbarkeit so dargestellt werden, wie sie dem vorliegenden Zweck am besten dienen können. Der Zusammenhang der Achssätze mit dem Untergestell wird in der Längsrichtung durch die Achsgabeln der Mittelachse gegeben, die dem Achslager kein Spiel in der Längsrichtung gestatten. Also kann sich das Wagenuntergestell gegen die Achssätze weder in der Längsrichtung verschieben, noch unabhängig von ihm eine Drehung um Punkt M vornehmen. Das Untergestell darf aber auch in seitlicher Richtung nur bestimmte Stellungen gegenüber den Achssätzen einnehmen. Das kann in der Weise erzwungen werden, daß die Achshaltergabeln der Mittelachse auch kein seitliches Spiel haben, oder daß das Stellzeug bei M mit dem Untergestell durch einen Drehzapfen verbunden ist. Im ersteren Fall ist übrigens das Stück OMO gar nicht notwendig. Das Untergestell selbst übernimmt dann die Kupplung zwischen den beiden Zapfen O, die dann an jenem befestigt sind. Die Verbindung mit dem Untergestell kann aber auch so geschehen,

daß nicht bei M, sondern in den beiden Punkten E solche Drehzapfenverbindungen geschaffen werden. Dann müßten bei O statt der Bolzenaugen Gabeln vorgesehen sein. Eine solche Zapfenverbindung könnte endlich auch an den beiden Deichseln zwischen E und O vorgenommen werden, wenn auf diese Weise die Überkragungen des Wagenkastens an der Innen- und Außenseite der Krümmung sollten günstiger verteilt werden können. Daß besonders die Zapfenverbindung bei M gleichzeitig auch die oben betrachtete Verbindung in der Längsrichtung herstellt, die dann doppelt vorhanden ist, braucht uns nicht zu stören. Solange als die Wirkung der Rückstellvorrichtung vernachlässigt wird, erscheinen alle diese Drehzapfen drucklos und daher ohne Einfluß auf die Einstellung, wenn die Abmessungen nach den Gl. 5) und 7) ausgeführt werden.

Rückstellvorrichtungen wendet man an, um schlingernde Bewegungen der Endachsen in der Geraden zu verhindern. Es bestände nämlich ohne diese die Gefahr, daß sich die leicht beweglichen Deichseln innerhalb des kleinen Spiels, das man schon im geraden Gleis immer wird belassen müssen, infolge kleiner zufälliger Störungen schräg stellen, daher auch schräg anlaufen, wieder zurückgeworfen werden usw. Dem wird vorgebeugt, wenn man Rückstellvorrichtungen mit Anfangsspannung einbaut. Es liege z. B. die Zapfenverbindung zwischen Untergestell und Stellzeug bei M. Es seien am Untergestell dem Punkt E jeder Deichsel gegenüber federnde Anschläge für diese vorgesehen. Sie bilden die Rückstellvorrichtung. Diese muß, wie gesagt, mit Anfangsspannung wirken, so daß auch der kleinsten Auslenkung sogleich die volle Federspannung entgegenwirkt. Rückstellvorrichtungen dieser Wirkungsart befinden sich z. B. an den Lokomotivdrehgestellen deutscher Bauform. Eine solche Vorrichtung, die in der Geraden nur als gefederter Anschlag gegen Schlingerbewegungen wirkt, ruft in der Krümmung einen ständigen Spurkranzdruck an den Endachsen zwischen Außenrad und Außenschiene hervor — wenigstens wenn man bei den oben berechneten Abmessungen für die Deichsellänge usw. bleibt. An der Mittelachse tritt ein von innen nach außen gerichteter Spurkranzdruck auf, der gleich der Summe der Rückdrücke an den Endachsen ist. Er verursacht nur geringe Widerstandsarbeit und Abnutzung, weil die Achse im Halbmesser läuft*).

Wenn die Zapfenverbindung mit dem Untergestell nicht bei M, sondern in den beiden Punkten E liegt, so muß auch die Rückstellvorrichtung geschilderter Art zwischen dem Untergestell, dessen Mittellinie nun in EE liegt, und dem Stellzeug in M oder in gleichen Abständen vor und hinter M liegen. Die Rückstellvorrichtung in M muß die doppelte Größe jeder der im andern Falle in den Punkten E liegenden haben. Ihre Wirkung auf die Deichseln ist übrigens genau die gleiche, und es tritt der gleiche Spurkranzdruck an der Mittelachse auf. In jedem Falle wird in den Punkten E eine neue Kraft, die Rückstellkraft $P_r$ hervorgerufen. Es entsteht die Frage, ob es auch bei Vorhandensein einer Rückstellvorrichtung eine günstigste Stellung für die Achsen gibt, also eine solche, bei der der Spurkranzdruck in der Krümmung gleich Null ist. Diese Forderung scheint im Widerspruch mit der Wirkungsart der soeben beschriebenen Vorrichtung zu stehen — und doch ist sie für die Endachsen bedingungsweise erfüllbar, wie sich sogleich zeigen wird. Für die Untersuchung werde die Zunahme der Federspannung mit ihrer Durchbiegung vernachlässigt. Durch genügende Länge der Federn läßt sich diese Annahme annähernd verwirklichen. Der Spurkranzdruck, der, wie soeben erläutert wurde, an der Mittelachse auftritt, verändert hier $\Phi_m$ etwas, da er mit den Kräften am Stellzeug ein Moment bildet. Dies kann vernachlässigt werden.

*) Gl. 28) meiner in der zweiten Fußnote auf S. 48 angezogenen Arbeit. Für eine im Halbmesser laufende Achse ist in dieser Gleichung $x = O$ zu setzen.

Von größter Wichtigkeit ist, daß jetzt die Gleichgewichtsbedingungen für die vordere und hintere Endachse, obwohl die Anordnung der einen das Spiegelbild der andern ist, verschieden lauten. Es liegt das daran, daß an der Vorderachse Zapfendruck P und Rückstellkraft $P_r$ die gleiche, an der Hinterachse aber entgegengesetzte Richtungen haben. In den Gl. 8), 9) und 13) gilt das obere Vorzeichen für die vordere, in Abb. 1 linke Endachse, das untere für die hintere. Die Gleichungen werden zunächst in der allgemeinen Form mit Spurkranzdruck niedergeschrieben.

$$P(l + x) + P_r x - P' x - \Phi \sqrt{s^2 + x^2} = O \quad . \quad . \quad 8)$$

$$-P + P_r + P' + \Phi \frac{x}{\sqrt{s^2 + x^2}} = O \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Die Gl. 4) bekommt eine allgemeinere Form, da wegen der wechselnden Vorzeichen angenommen werden muß, daß P für Vorder- und Hinterachse, wenn die günstigste Stellung, also $P' = O$ gesucht wird, verschieden ausfallen werden. Daher muß in Gl. 10) auch $P_v$ und $P_h$ unterschieden werden. Das Gleiche gilt für l in Gl. 10), 11), 12).

$$P_v (d - l_v) + P_h (d - l_h) = \Phi_m s \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

Dazu treten gemäß Gl. 5) die hier nach x aufgelösten geometrischen Bedingungen

$$x_v = \frac{d^2}{2 l_v} - d; \quad x_h = \frac{d^2}{2 l_h} - d \quad . . \; 11 \text{ und } 12)$$

Da die günstigsten Stellungen gesucht werden sollen, so wird P' bei der Berechnung für beide Achsen $= O$ gesetzt.

Man setze P aus Gl. 9) in Gl. 8) ein und in die so erhaltene neue Gleichung den Wert für x aus Gl. 11) bzw. 12). Man erhält

$$+ P_r l + \Phi \frac{\frac{d^2}{2} - d l - s^2}{\sqrt{s^2 + \frac{d^4}{4 l^2} - \frac{d^3}{l} + d^2}} = O \quad . \quad . \quad 13)$$

Mit den gleichen Maßen wie früher und einer Rückstellkraft $P_r = \frac{\Phi}{3}$ kg ist Gl. 13) erfüllt mit dem oberen Vorzeichen durch $l_v = 1{,}167$ und mit dem unteren durch $l_h = 1{,}435$. Man erhält mit Benutzung der Gl. 9) bis 12) folgende zusammengehörige Werte:

$l_v = 1{,}167 \quad x_v = 0{,}856 \quad P_v = 0{,}418\,\Phi \quad l_h = 1{,}435$

$x_h = 0{,}136 \quad P_h = 0{,}511\,\Phi \quad \frac{\Phi_m}{\Phi} = \frac{Q_m}{Q} = 2{,}09.$

Der angestrebte Zweck, trotz der Rückstellkräfte keinen Spurkranzdruck an den Endachsen zu erhalten, ist also durch eine Verkürzung der vorderen und eine Verlängerung der hinteren Deichsel erreicht worden. Ein Ergebnis solcher Art war nach den Gesetzen, die für den Deichsellauf gelten, zu erwarten*). Wie man sieht, hat das Belastungsverhältnis $\frac{Q_m}{Q}$ gegenüber dem Dreiachser ohne Rückstellvorrichtung eine Verbesserung erfahren, aber nur eine geringfügige.

Die Lösung ist nur brauchbar für Fahrzeuge, die stets oder hauptsächlich in einer Fahrtrichtung laufen. Das trifft z. B. für Straßenbahnen zu, bei denen die Linie an den Enden Schleifen bildet. Wenn dies nicht der Fall ist, müssen die Deichseln gleich lang ausgeführt werden. Die Rückstellvorrichtungen dann ganz fortzulassen, wird für beide Endachsen eines dreiachsigen Fahrzeuges wohl niemand gut heißen. Man kann ihr aber die Form der früher bei den Deichselachsen Schweizer Lokomotiven häufig ausgeführten

*) Vergl. S. 26 ff. der auf S. 49 angegebenen Quelle.

Dreieckstelze geben (Abb. 2)*). Sie drückt bei $Z_1$, $Z_2$ auf die Deichselachse oder — doppelt ausgeführt — auf jedes Achslager oder dergleichen. Auf F wirkt Federdruck Q. Dem seitlichen schlingernden Ausweichen der Achse wirkt, weil die Dreieckstelze dann an dem einen Zapfen drucklos wird, eine Kraft $S = \frac{Q f}{2 h}$ entgegen. Wenn aber das Fahrzeug durch eine Krümmung läuft, und die Achse um e seitlich ausweicht, so fällt S auf $\frac{Q (f - 2 e)}{2 h}$. Man erzielt also eine kräftige Gegenwirkung gegen das Schlingern in der Geraden und braucht trotzdem nur einen mäßigen Spurkranzdruck gerade in scharfen Krümmungen in Kauf zu nehmen. In den schärfsten könnte er gar auf Null fallen. Vollkommen ist dieses Mittel nicht. Am besten wird dem in Rede stehenden Zweck eine Ölbremse gerecht, wie sie Orenstein & Koppel

Infolge Hinzukommens von $P_z$ ist $\Phi_m$ jetzt wählbar geworden. Man multipliziere Gl. 15) mit x. Dann ergeben Gl. 14) und 15)

$$P = \Phi \frac{s^2}{l \sqrt{s^2 + x^2}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 18)$$

Man setze diesen Wert in Gl. 16) und den dann sich ergebenden Ausdruck für $P_z$ sowie den für P nach Gl. 18) in Gl. 14) ein. Man erhält nach einigen Umformungen

$$\frac{2}{s} \frac{d x - s^2}{\sqrt{s^2 + x^2}} = \frac{\Phi_m}{\Phi} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 19)$$

und endlich die für x quadratische Gleichung

$$x^2 - \frac{8 d}{\frac{4 d^2}{s^2} - \left(\frac{\Phi_m}{\Phi}\right)^2} x + \frac{4 - \left(\frac{\Phi_m}{\Phi}\right)^2}{\frac{4 d^2}{s^2} - \left(\frac{\Phi_m}{\Phi}\right)^2} s^2 = 0 \quad . \quad 20)$$

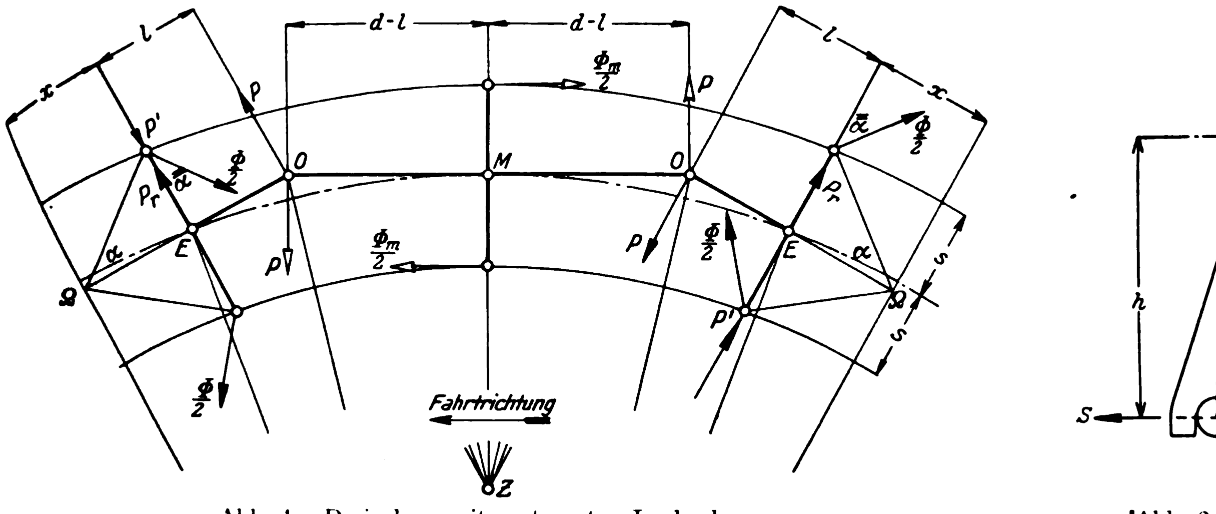


Abb. 1. Dreiachser mit gesteuerten Lenkachsen.

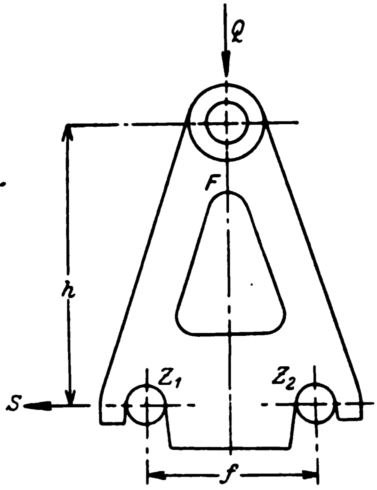


Abb. 2. Dreieckstelze.

für das Drehgestell der C + C Lokomotive der Harzquerbahn vorgesehen hat**). Sie setzt einer Verschiebung Widerstand entgegen, übt aber in verschobener Stellung keinen Rückdruck aus.

Eine Möglichkeit, die Forderung einer hoch belasteten Mittelachse zu umgehen, zeigt sich, wenn man die Verbindung zwischen Untergestell und Stellzeug in der auf S. 49/50 angedeuteten Weise bei E vornimmt, aber auf Drucklosigkeit dieser Zapfenverbindung verzichtet. Es soll also ein Druck $P_z$ an der Stelle auftreten, wo in Abb. 1 $P_r$ eingetragen ist. Jedoch werde er an der Vorderachse von außen nach innen gerichtet vorausgesetzt. Die Rückstellkraft werde durch eine Ölbremse geliefert, ist also beim Lauf in der Krümmung Null. Ein wesentlicher Unterschied besteht gegenüber $P_r$. Letzteres wäre an beiden Endachsen gleich gerichtet. Die beiden Kräfte $P_z$ aber sind entgegengesetzt gerichtet. Es genügt, die Ableitung für eine Endachse zu geben. Sie lautet entsprechend den Gl. 1), 2), 4), 5)

$$P (l + x) - P_z x - \Phi \sqrt{s^2 + x^2} = 0 \quad . \; . \; . \; . \quad 14)$$

$$P - P_z - \Phi \frac{x}{\sqrt{s^2 + x^2}} = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 15)$$

$$2 P (d - l) - 2 P_z d - \Phi_m s = 0 \quad . \; . \; . \; . \quad 16)$$

$$l = \frac{d^2}{2 (d + x)} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 17)$$

Die Gleichung ergibt mit den bisher benutzten Größen für d usw. und für verschiedene Belastungen der Mittelachse die folgende Zusammenstellung:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\Phi_m$ | [$\Phi$] | 0,347 | 0,5035 | 0,6699 | 1,2 | 2,230 |
| x | [m] | 0,222 | 0,237 | 0,254 | 0,310 | 0,428 |
| l | [m] | 1,397 | 1,390 | 1,383 | 1,359 | 1,313 |
| P | [$\Phi$] | 0,515 | 0,5145 | 0,5137 | 0,510 | 0,495 |
| $P_z$ | [$\Phi$] | 0,231 | 0,2132 | 0,1932 | 0,128 | 0 |

Das ungewöhnliche Verhältnis $\frac{\Phi_m}{\Phi} = 2{,}230$ in der dritten Spalte wurde einbezogen, um zu zeigen, daß $P_z$ hier bis auf 0 sinkt. Ebenso die Verhältnisse 0,347 und 1,2 wegen des Vergleichs mit späteren Zusammenstellungen. Gl. 20) gibt in jedem Fall zwei Wurzeln x. Die eine gilt für eine negative Deichsellänge, hat also hier keinen Sinn.

Bei Eisenbahnwagen liegen die Deichseln — im Gegensatz zu Lokomotiven — ziemlich hoch über SO. Die Kräfte P und $P_z$ werden also, falls sie nicht durch ihre Lagerung am Untergestell daran verhindert sind, Kippmomente auf die Radsätze ausüben, die das eine Rad be-, das andere entlasten*). Es fragt sich, in welchem Grade die Genauigkeit der Rechnung hierdurch beeinträchtigt wird. Da die Richtungen aller Kräfte an beiden Endachsen entgegengesetzt sind, so tritt an der hinteren eine Mehrbelastung des auf dem Innenstrang laufenden Rades ein, wenn sich an der Vorderachse das Außenrad als das mehrbelastete erweist. Im übrigen genügt wieder, wie früher, die Berechnung einer, z. B. der vorderen Endachse.

*) Diese und ähnliche Rückstellvorrichtungen sind gewürdigt in Jahn „Die Dampflokomotive in entwicklungsgeschichtlicher Darstellung ihres Gesamtaufbaues“ z. B. S. 132 und 244, Berlin, Julius Springer 1924.

**) Z. d. V. d. I. 1913, S. 12. Heinrich Papst „Die Mallet-Lokomotive der Harzquer- und Brockenbahn.“

*) Heumann hat auf verwandte Vorgänge aufmerksam gemacht. Organ 1913, S. 120.

Das Außenrad erhalte statt $\frac{Q}{2}$ die Last $a\,\frac{Q}{2}$; da die Gesamtlast $Q$ unverändert bleibt, entfällt dann auf das Innenrad $(2-a)\,\frac{Q}{2}$. Das gleiche gilt für die Reibungskräfte $\Phi$. Infolge des nun unsymmetrisch gewordenen Kraftangriffs liegt der Pol nicht mehr in der Mittellinie, sondern um $s_0$ aus dieser verschoben. Wir nehmen an, er sei bei der Vorderachse nach der Außenseite der Krümmung zu verschoben — bei der Hinterachse also nach innen zu. Sollte diese Annahme falsch sein, so würde die Rechnung ein negatives $s_0$ ergeben. Die den Gl. 14) und 15) entsprechenden Gleichungen lauten nun

$$P(l+x) - P_z x - a\,\frac{\Phi}{2}\sqrt{(s-s_0)^2+x^2} -$$

$$-(2-a)\,\frac{\Phi}{2}\sqrt{(s+s_0)^2+x^2} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad 21)$$

$$P - P_z - a\,\frac{\Phi}{2}\,\frac{x}{\sqrt{(s-s_0)^2+x^2}} - (2-a)\,\frac{\Phi}{2}\,\frac{x}{\sqrt{(s+s_0)^2+x^2}} = 0 \quad . \, . \; 22)$$

Im Angriffspunkt der Kraft $P$ hat man sich, wie schon gesagt, die Deichsel gegabelt zu denken. Ein Stein mit Gelenkbolzen gleitet also in einem Schlitz, der in der Längsrichtung des Fahrzeugs liegt. Hier ist also ohne weiteres klar, daß $P$ senkrecht zur Längsachse des Fahrzeugs liegen muß. Gleiches gilt aber auch für $P_z$. Denn, wenn man von der geringen Schrägstellung der Deichsel zu OMO absieht, so erkennt man, daß sich die Punkte E, wenn die Mittelachse ihre schwenkende Drehung um M macht, zu OMO senkrecht bewegen, also die Bolzen E auch gleichgerichtete Drücke in ihren Bolzenlöchern ausüben. Da also in der Längsrichtung keine weiteren Kräfte vorhanden sind, so muß die Summe der Seitenkräfte von $\frac{\Phi}{2}$ in dieser Richtung Null sein, also

$$-a\,\frac{\Phi}{2}\,\frac{s-s_0}{\sqrt{(s-s_0)^2+x^2}} + (2-a)\,\frac{\Phi}{2}\,\frac{s+s_0}{\sqrt{(s+s_0)^2+x^2}} = 0 \quad . \, . \; 23)$$

Im Querschnitt des Fahrzeugs üben $P$ und $P_z$ das Moment $(P-P_z)\,.\,l$ aus, wenn die Deichsel $l$ m über SO liegt, und das Moment auf den Punkt mitten zwischen den beiden Schienenoberkanten bezogen wird. Auf eben diesen Punkt üben die nun verschieden gewordenen Raddrücke das Moment aus $\left[-a\,\frac{Q}{2} + (2-a)\,\frac{Q}{2}\right] s = (1-a)\,Q s$, worin $Q = \frac{\Phi}{f}$ ist. Man erhält

$$P - P_z + (1-a)\,\frac{\Phi}{f}\,s = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \; 24)$$

Die Gl. 16) und 17) bleiben bestehen. Eine algebraische Lösung ist nicht möglich. Der folgende Weg scheint mir am schnellsten zum Ziele zu führen: Gl. 23) ergibt

$$a = \frac{2}{1 + \frac{s-s_0}{s+s_0}\,\frac{\sqrt{(s+s_0)^2+x^2}}{\sqrt{(s-s_0)^2+x^2}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \; 25)$$

Aus Gl. 22) und 24) folgt, indem man $P - P_z$ aus Gl. 24) in Gl. 22) einsetzt,

$$\frac{a-1}{f}\,s - \frac{a}{2}\,\frac{x}{\sqrt{(s-s_0)^2+x^2}} - \frac{2-a}{2}\,\frac{x}{\sqrt{(s+s_0)^2+x^2}} = 0 \quad . \, . \; 26)$$

Wenn man Gl. 24) mit 2 d multipliziert und Gl. 16) von ihr abzieht, erhält man

$$P = \frac{\frac{2d(a-1)}{f} - \frac{\Phi_m}{\Phi}}{2l}\,s\,\Phi \quad . \quad . \quad . \quad . \; 27)$$

Man nehme $x$ z. B. $= 0{,}050$ an und bestimme $s_0$ durch Versuch so, daß Gl. 26) mit dem aus Gl. 25) berechneten $a$ erfüllt ist. $l$ wird aus Gl. 17) berechnet. Dann bestimmt man das zugehörige $\Phi_m$ durch Versuch, indem man ein $\frac{\Phi_m}{\Phi}$, ebenso $a$ nach Gl. 25) und $l$ nach Gl. 17) in Gl. 27) einsetzt und prüft, ob Gl. 21) mit dem so berechneten $P$ und dem sich aus Gl. 24) ergebenden $P_z = P + (1-a)\,\frac{\Phi}{f}\,s$ erfüllt ist. Das wird im allgemeinen nicht der Fall sein. Man wiederhole den Versuch mit einem anderen $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ usw.

Führt man diese Rechnung für mehrere Polweiten $x$ für das hier zugrunde gelegte Fahrzeug durch, so erhält man folgende Zusammenstellung:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\Phi_m$ | $[\Phi]$ | 0,89 | 1,200 | 1,467 | 1,7 | 2,02 |
| $x$ | [m] | 0,010 | 0,050 | 0,100 | 0,150 | 0,200 |
| $s_0$ | [m] | 0,737 | 0,688 | 0,632 | 0,581 | 0,541 |
| $a$ | — | 1,111 | 1,123 | 1,133 | 1,142 | 1,154 |
| $l$ | [m] | 1,495 | 1,475 | 1,452 | 1,430 | 1,407 |
| $P$ | $[\Phi]$ | 0,445 | 0,446 | 0,445 | 0,445 | 0,447 |
| $P_z$ | $[\Phi]$ | 0,112 | 0,077 | 0,047 | 0,020 | —0,015 |

Der Pol verschiebt sich also bei abnehmendem $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ mehr und mehr nach dem Außenrad, bei der Hinterachse nach dem Innenrad zu, um ihn etwa bei $\Phi_m = 0{,}82\,\Phi$ mit $s_0 = 0{,}750$ zu erreichen. $P$ bleibt fast oder ganz unverändert. Hieraus ergibt sich eine wesentliche Vereinfachung der Rechnung, wenn sie zunächst für e i n $x$ durchgeführt worden ist.

Für $x = 0$ ergeben sich Grenzwerte. $s_0$ ist dann $= s$ geworden. Eine weitere Vergrößerung von $s_0$, also eine Verschiebung des Pols über das Rad nach außen hinaus, ist nicht möglich, denn die Reibungskräfte $\frac{\Phi}{2}$ sind dann beide nach hinten gerichtet. Dann ist aber die Forderung der Gl. 23), daß die Summe ihrer Seitenkräfte in der Längsrichtung = Null sein solle, natürlich nicht mehr erfüllbar. Wenn also $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ unter 0,82 fällt, ist eine günstigste Stellung der Endachsen nicht mehr erreichbar. Sie laufen an. Die Berechnung der Zusammenstellungen für $\frac{\Phi_m}{\Phi} < 0{,}82$ soll, weil nicht unmittelbar zum Gegenstand gehörig, hier nicht wiedergegeben werden. Ein Ergebnis für $x = 0{,}100$ also nach Gl. 17) für e i n e Deichsellänge und für zwei Werte $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ möge genügen. Man ersieht daraus, daß die Anlaufdrücke $P'$ nur sehr gering bleiben. Da eine neue Veränderliche $P'$ hinzugekommen ist, erhält man zu jedem $x$ wechselnde Werte $s_0$ je nachdem, welchen Wert $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ man einführt, oder, anders ausgedrückt, welchen Spurkranzdruck $P'$ man zuläßt.

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\Phi_m$ | $[\Phi]$ | 0,113 | 0,347 |
| $x$ | [m] | 0,100 | 0,100 |
| $s_0$ | [m] | 0,590 | 0,600 |
| $a$ | — | 1,081 | 1,09 |
| $l$ | [m] | 1,452 | 1,452 |
| $P$ | $[\Phi]$ | 0,473 | 0,468 |
| $P_z$ | $[\Phi]$ | 0,230 | 0,198 |
| $P'$ | $[\Phi]$ | 0,078 | 0,066 |

Wenn man die Spalte $\Phi_m = 1{,}2\,\Phi$ in der vorigen und die Spalte $\Phi_m = 0{,}347\,\Phi$ in dieser Zusammenstellung mit den gleichen in der Zusammenstellung auf S. 51 vergleicht, so findet man als auffallendste Erscheinung die Polverschiebung. $P$ und $P_z$ ändern sich wenig. Dabei muß man sich immer gegenwärtig halten, daß ein einfacher Vergleich für Werte $\Phi_m < 0{,}82\,\Phi$ nicht mehr möglich ist, weil man verschiedene Spurkranzdrücke $P'$ zulassen kann.

Die Änderung der Belastung und somit auch ihr Einfluß auf alle Größen wird geringer, wenn die Deichseln tiefer liegen. Er wird zum Verschwinden gebracht, wenn das durch P und $P_z$ in der Querebene erzeugte Moment auf das Untergestell übertragen wird. Eine solche Anordnung, wenn auch nicht an Deichseln im engeren Sinne des Wortes, ist im Jahrgang 1887 dieser Zeitschrift auf Taf. XVII in Abb. 8 bis 10 dargestellt. Ansätze des Achsgestelles führen sich in Schlaufen, die am Untergestell befestigt sind. Da jene Momente an der Vorder- und Hinterachse entgegengesetzt drehen, so heben sie sich im Untergestell, dieses auf Verdrehung beanspruchend, auf, und die oben berechneten Wirkungen bleiben aus.

Von Grund aus wird der Übelstand einer Mehrbelastung der Mittelachse behoben, wenn man zwei im gemeinsamen Hilfsrahmen liegende Mittelachsen statt der einen nimmt. Die kleine Änderung, die die rechnerische Betrachtung dieser Anordnung gegenüber dem Dreiachser erfahren muß, ist so geringfügig, daß sie keiner besonderen Auseinandersetzung bedarf.

Die hier vorgetragene Auffassung über die günstigste Stellung der Endachsen würde einseitig sein, wenn nicht auch die Vorzüge, die für die bisher meist angewandte Stellung im Halbmesser sprechen, erörtert werden würden. Wenn die Belastung des Außenrades einer im Halbmesser laufenden Einzelachse um nur d Q erhöht wird, geht der Pol aus der Mitte des Radsatzes unstetig auf den Aufstandspunkt des Außenrades über, weil nämlich, wie man sich leicht überzeugen kann, für diesen Pol das der Schwenkung der Achse widerstehende Reibungsmoment einen Niedrigstwert annimmt. Wenn a die auf S. 52 angegebene Bedeutung hat, so fällt dann der Widerstand bei einer Schwenkung der Achse von $2f\frac{Q}{2}s:R = f\,Q\,s:R$ bei Mittellage des Pols auf $(2 - a)\ f\,Q\,s:R$. Mit anderen Worten: Wenn die Belastung des Innenrades auf n % fällt, so fällt auch der Widerstand dieser ganzen Achse auf n %. Der Widerstand des auf S. 52 berechneten Wagens mit $\frac{Q_m}{Q} = 2{,}02$ ergibt sich nach bekanntem Verfahren*) zu $w = \frac{184\ kg}{R\ \ t}$. Berechnet man ihn mit der Forderung im Halbmesser laufender Endachsen, so erhält man $x = 0$, $s_0 = 0{,}750$, $a = 1{,}155$, $l = 1{,}5$, $P = 0{,}4224$, $P' = 0{,}465$, $P_z = -0{,}0425$ und unter Beachtung der angegebenen Polverschiebung $w = \frac{173\ kg}{R\ \ t}$. Dies bedeutet also eine Ersparnis an Widerstand von 6%. Die Ersparnis an Gesamtwiderstand beträgt hiernach bei einem 24 t schweren Wagen in einer Krümmung von R = 300 nur 0,879 kg für den ganzen Wagen. Diese Ersparnis ist verschwindend gering. Sie kann allerdings größer ausfallen, wenn das Verhältnis der Laufkreishalbmesser in der Hohlkehle des anlaufenden Rades und am Innenrad dem Verhältnis der Halbmesser von Außen- und Innenstrang nahe kommen. Andererseits wird sie etwas verkleinert dadurch, daß in Wirklichkeit auch das im Pol stehende Außenrad der Deichsel seiner Schwenkung um diesen Pol einen gewissen in der Rechnung nicht erscheinenden Widerstand entgegensetzen wird, und daß bei Zweipunktberührung der Spurkranz an der Schiene schleift. — Deshalb ziehe ich die zuerst gegebene Lösung mit $P' = 0$ vor, denn die im Halbmesser laufende Deichsel übt immer einen Spurkranzdruck aus. Bei jener aber ist jede Neigung zur Entgleisung verschwunden, und auch bei Zweipunktberührung fällt jede Abnutzung durch das erwähnte Schleifen an der Schiene fort. Selbstverständlich gilt dies nur unter den auf S. 48 gemachten Voraussetzungen.

*) Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1927, S. 431.

Dazu schreibt uns Herr Dr. Bäseler:

Den vorstehenden Ausführungen von Herrn Professor Jahn kann ich grundsätzlich nur zustimmen. Es ist ein erstrebenswertes Ziel, Fahrzeuge zu finden, die überhaupt ohne Spurkranzdruck laufen, wie es Herr Professor Jahn schon für die 1 C 1 Lokomotive in seinem Buch*) getan hat. Ganz genau wird man es nie erreichen, weil bei nahezu radial laufenden Achsen die immer mehr oder weniger vorhandenen ungleichen Laufkreise den Gleichgewichtszustand einigermaßen verändern. Der Gedanke des Überradialstellens der Endachsen, wie es Herr Professor Jahn vorschlägt, hat mich auch schon beschäftigt. Es gibt freilich für besondere Bahnen auch noch andere Mittel, z. B. für Straßenbahnen den Spurkranzauflauf, der sich bei dem entsprechenden Halbmesser in Verbindung mit voller radialer Einstellung sehr günstig auswirken würde. Auch ist es nicht unmöglich, ein Rad lose auf die Achse zu setzen, wie die Achenseebahn zeigt. Auch diese Maßnahme erhält ihre Wirkung erst bei radial stehender Achse. Mir kam es bei meinen Ausführungen vor allem darauf an, die Aufmerksamkeit darauf zu lenken, daß die groben Abweichungen von der Radialstellung der Grundfehler unserer jetzigen Kurvenbewegung sind, und daß mit ihrer Beseitigung der größte Teil der Schwierigkeiten schwindet. Dr. Bäseler.

*) „Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen."

## Einige wirtschaftliche Betrachtungen über den Oberbau.

Von Ing. **Ch. H. J. Driessen**, Vorstand der Oberbau-Abteilung der Niederländischen Eisenbahnen in Utrecht.

Beim Bau wie bei der Unterhaltung einer Eisenbahn ist eine richtige Wahl des Oberbaus von größter Wichtigkeit. Es genügt nicht, den Oberbau dermaßen zu gestalten, daß er den zu erwartenden Verkehr zu bewältigen vermag; es ist vielmehr auch notwendig, die Unterhaltungskosten und die Liegedauer zu berücksichtigen. Über diesen letzten Punkt, den Einfluß der Liegedauer, seien im folgenden einige Bemerkungen gemacht.

Wenn man die Beschaffungskosten eines bestimmten Oberbaues kennt und man für die verschiedenen Unterteile eine gewisse Liegedauer angenommen hat, dann gibt nicht eine einfache Division den Betrag, der jährlich zurückgelegt werden muß, um nach Ablauf der Liegedauer eines bestimmten Bestandteiles über die Summe verfügen zu können, die zu dessen Erneuerung notwendig ist; man muß ja annehmen, daß die zurückgelegten Beträge zinstragend sind. Nennt man die nach n Jahren notwendigen Erneuerungskosten k, den Betrag, der am Ende jedes Jahres zurückgelegt werden soll a und bedeutet r den Zinsfuß, dann ist:

$$a = k\frac{p - 1}{p^n - 1}, \quad \text{worin: } p = 1 + \frac{r}{100}.$$

Bei einem Zinsfuß von 5% findet man den Quotient a/k für eine Reihe von Jahren:

| n | a/k |
|---|---|
| 15 | 0,04634 |
| 20 | 0,03024 |
| 25 | 0,02095 |
| 30 | 0,01505 |

Betrachtet man einen bestimmten Oberbau, für welchen in einer gewissen Strecke auf die Eisenteile (Schienen, Laschen, Platten usw.) eine Liegedauer von 30 Jahren, für die Schwellen eine solche von 15 Jahren angenommen werden kann, während die Erneuerungskosten dieser beiden Bestandteile auf $k_1$ und $k_2$ anzusetzen sind, dann ist der jährlich zurückzulegende Betrag:

$$a = 0{,}01505\ k_1 + 0{,}04634\ k_2.$$

Die Erneuerungskosten bestehen nicht nur aus dem Betrag, der für Beschaffung und Herbeiführung der Oberbaustoffe notwendig ist, sondern auch aus den Kosten der Verarbeitung dieser Stoffe.

Selbstverständlich ist es unmöglich zu bestimmen, wie hoch zur Zeit der Erneuerung die Kosten sein werden; wir sind darüber in dem letzten Dutzend von Jahren dessen eindringlich belehrt worden. Beim Zurücklegen eines jährlichen Betrages kann man sich nur auf die jetzigen Preise stützen; eine Sonderrücklage kann also entweder nicht ausreichend oder zu reichlich bemessen sein. Beim Vergleich von verschieden zusammengesetzten Oberbauarten aber hat ein künftiges Steigen oder Fallen der Preise fast keinen Einfluß. Theoretisch ist natürlich wohl der Fall denkbar, daß bei einer Oberbauart der Wert der Schwellen, bei der anderen der Wert der Eisenteile vorherrschend ist und daß die Preisänderung dieser Teile nicht im selben Verhältnis geschehen werde; in Wirklichkeit aber ist die Preisänderung in den beiden Fällen von denselben Umständen abhängig. Somit behält ein Vergleich seinen vollen Wert.

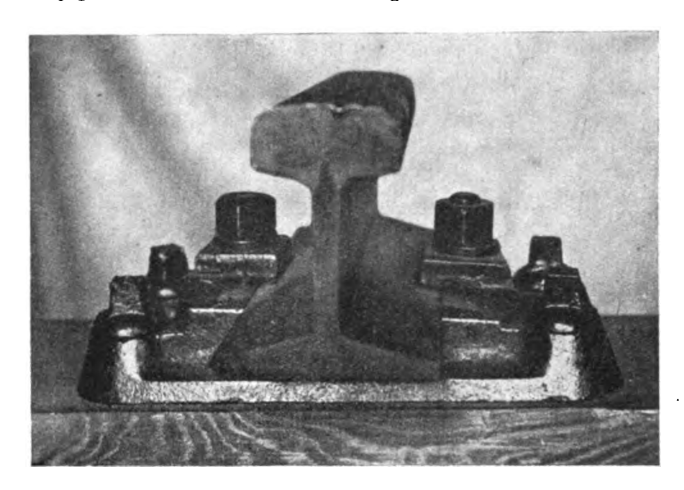


Abb. 1. Schienenbefestigung beim Oberbau der Niederländischen Eisenbahnen.

Ein viel schwieriger Punkt beim Vergleich von Oberbauarten ist die Liegedauer der verschiedenen Teile. Es muß wohl zugegeben werden, daß unsere Kenntnisse in dieser Hinsicht noch ziemlich mangelhaft sind. Wohl gibt es viele Unterlagen; die Verhältnisse sind aber in den meisten Fällen so verschieden, daß man sich in einem gewissen Fall doch lediglich auf Schätzungen stützen muß; die Erfahrung soll hier Auskunft geben. So hat sich bei den Niederländischen Eisenbahnen während eines Zeitraumes von 15 Jahren gezeigt, daß, wenn die Weichholzschwellen mit gußeisernen Schienenstühlen ausgerüstet werden, die eine Fläche von mehr als 600 cm² haben und durch Schwellenschrauben tatsächlich unverrückbar mit den Schwellen verbunden sind, die Liegedauer der Schwellen stark gesteigert ist im Vergleich zu dem Fall, daß gewöhnliche Unterlegplatten verwendet werden. Nimmt man die Liegedauer im letzten Falle zu 15 Jahren an, dann kann man bei Gebrauch gußeiserner Stühle ohne Zweifel auf 20 Jahre rechnen (die Ziffer ist sicherlich noch zu niedrig). Die eingangs für den Quotienten a/k gegebene Tabelle lehrt, daß eine mit gußeisernen Schienenstühlen versehene Schwelle 1½mal so teuer sein darf und dann noch nicht weniger wirtschaftlich ist als eine Schwelle mit gewöhnlichen Unterlegplatten. Vorausgesetzt ist dabei noch, daß die Schienenstühle zusammen mit den Schwellen ausgebaut werden, was eine zu ungünstige Rechnung ist.

Auch für den neuen Oberbau der Deutschen Reichsbahn gilt die letzte Überlegung, wenigstens wenn angenommen werden kann, daß auch bei diesem Oberbau eine tadellos feste Verbindung zwischen Platte und Schwelle und eine gleichmäßige Druckverteilung erreicht wird. Für eine lange Liegedauer der Schwelle sind nämlich nötig:

a) ein kleiner Druck des Schienenstuhles oder der Platte auf der Schwelle;
b) eine möglichst gleichmäßige Verteilung dieses Druckes und
c) eine unbewegliche Verbindung zwischen Schienenstuhl oder Platte und Schwelle.

Beim Oberbau der Niederländischen Eisenbahnen (Abb. 1 gibt ein Bild der Befestigung, während Abb. 2 die verschiedenen Einzelteile für sich zeigt) ist die Fläche der Schienenstühle 630 cm²; der Baustoff der Stühle (Gußeisen) verbürgt eine ganz gleichmäßige Druckverteilung, während eine Verschiebung der Stühle auf den Schwellen in wagerechter Richtung ausgeschlossen ist, da die Schwellenschrauben mittels eines Holzringes das Loch in den Stühlen ganz ausfüllen (Abb. 3).

Beim Oberbau der Reichsbahn ist die Fläche der Platten 552 cm² (in den Krümmungen allerdings 624 cm²), aber es muß

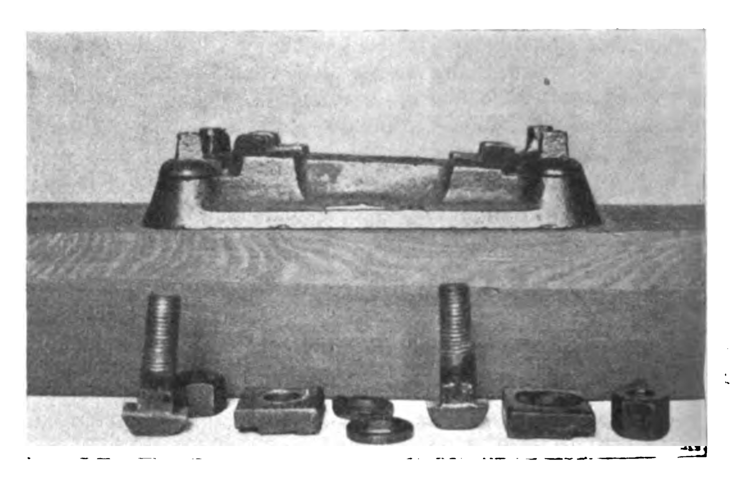


Abb. 2. Einzelteile für die Schienenbefestigung.

eine elastische Biegung dieser an sich wohl dicken, aber sehr langen Platten erwartet werden, so daß also eine gleichmäßige Druckverteilung nicht auftreten wird und schließlich beim Zusammendrücken des Schwellenholzes eine Bewegung in wagerechter Richtung auftreten kann, da die Schwellenschrauben die Löcher in den Platten nicht ganz ausfüllen können. Dies alles macht, daß m. E. wohl auf eine längere Lebensdauer der Schwellen gerechnet werden kann, die Vorteile der getrennten Befestigung aber nicht völlig ausgenutzt sind.

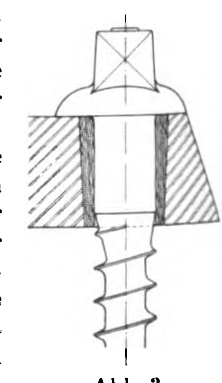


Abb. 3. Durchführung der Schwellenschrauben

Auch in bezug auf die zu verwendende Holzart (Hartholz oder Weichholz) kann die mitgeteilte Rechnungsweise zu einer Schlußfolgerung führen, ohne daß man für die Liegedauer einen nicht genügend begründeten Wert anzunehmen braucht. Die Frage nämlich, ob es vorteilhaft ist, statt Weichholzschwellen so viel wie möglich Hartholzschwellen (Eiche und Buche) zu gebrauchen, ist m. E. sehr wichtig. Für den Preis einer getränkten kiefernen Schwelle kann man 6,50 ℳ ansetzen, für den einer getränkten eichenen Schwelle 8,50 ℳ; rechnet man für Verlegen 1,50 ℳ, dann sind die zu vergleichenden Werte 8,— ℳ und 10,— ℳ. Rechnet man für die Liegedauer der kiefernen Schwellen in einem bestimmten Fall 15 Jahre, dann kann man die Liegedauer n, die eine eichene Schwelle in demselben Fall mindestens erreichen muß, damit

sie ebenso wirtschaftlich wie die kieferne ist, aus folgender Gleichung lösen:

$$a = 8 \frac{p-1}{p^{15}-1} = 10 \frac{p-1}{p^n-1}.$$

Bei einem Zinsfuß von 5% ist also:

$$1{,}05^n - 1 = \frac{10}{8}(1{,}05^{15} - 1).$$

woraus man n = 17,5 Jahre findet.

Selbst wenn man äußerste Preise annimmt, z. B. für eine kieferne Schwelle: Beschaffen 4,— ℳ, Tränken 1,50 ℳ, Verlegen 1,50 ℳ, zusammen 7,— ℳ und für eine eichene: Beschaffen 7,50 ℳ, Tränken 1,25 ℳ, Verlegen 1,50 ℳ, zusammen 10,25 ℳ, dann findet man noch eine Liegedauer von 19,4 Jahren für eine eichene gegenüber 15 Jahren für eine kieferne Schwelle.

Nun kann man wohl bestimmt sagen, daß, wenn eine kieferne Schwelle in einem gegebenen Fall 15 Jahre aushält, für eine eichene Schwelle mehr als 19½ Jahre gerechnet werden können. Ein Vergleich zwischen kiefernen und buchenen Schwellen würde dasselbe günstige Ergebnis zeigen.

Man muß also den Schluß ziehen, daß es vorteilhaft ist, einen reichlichen Gebrauch von Eichen- und Buchenschwellen zu machen und diese also nicht allein — wie üblich ist — in den Krümmungen zu verwenden. Die weiteren Vorteile, die die Verwendung von Hartholzschwellen mitbringt, sowie auch andere, diesen Gegenstand betreffende Betrachtungen sollen dabei unberücksichtigt bleiben. Die Absicht war nur zu untersuchen wie Beschaffungskosten und Liegedauer sich zueinander verhalten.

# Berichte.

## Bahnhöfe nebst Ausstattung; Lokomotivbehandlungsanlagen.

### Fortschritte im Bau von Gleiswiegevorrichtungen.

Die Firma Carl Schenk G. m. b. H., Darmstadt baut eine neue Gleiswage ohne Gleisunterbrechung, die bei großer Baustoffersparnis, einfacher Herstellungsweise und größerer Genauigkeit gegenüber der alten bis jetzt gebräuchlichen Wage noch den Vorzug hat, daß sie eine Reihenherstellung ermöglicht.

Die Mannigfaltigkeit der Brückenlängen und der Wiegefähigkeiten der alten Gleiswagen ohne Gleisunterbrechung hatte eine große Anzahl von Hebelformen zur Folge, die wiederum eine große Verschiedenheit in den Pendelstützen und Pendelgehängen erforderten. Zudem erlitten die langen Dreieckhebel bei der Belastung elastische Durchbiegungen, die das Übersetzungsverhältnis recht ungünstig beeinflußten und damit die Wiegegenauigkeit verringerten. Die Art der Entlastung brachte mit den 300 bis 400 mm betragenden Wegen der Schneiden erhebliche Gefahren für diese und verursachte Verlagerung, oft sogar Zerstörung der empfindlichen Schneiden.

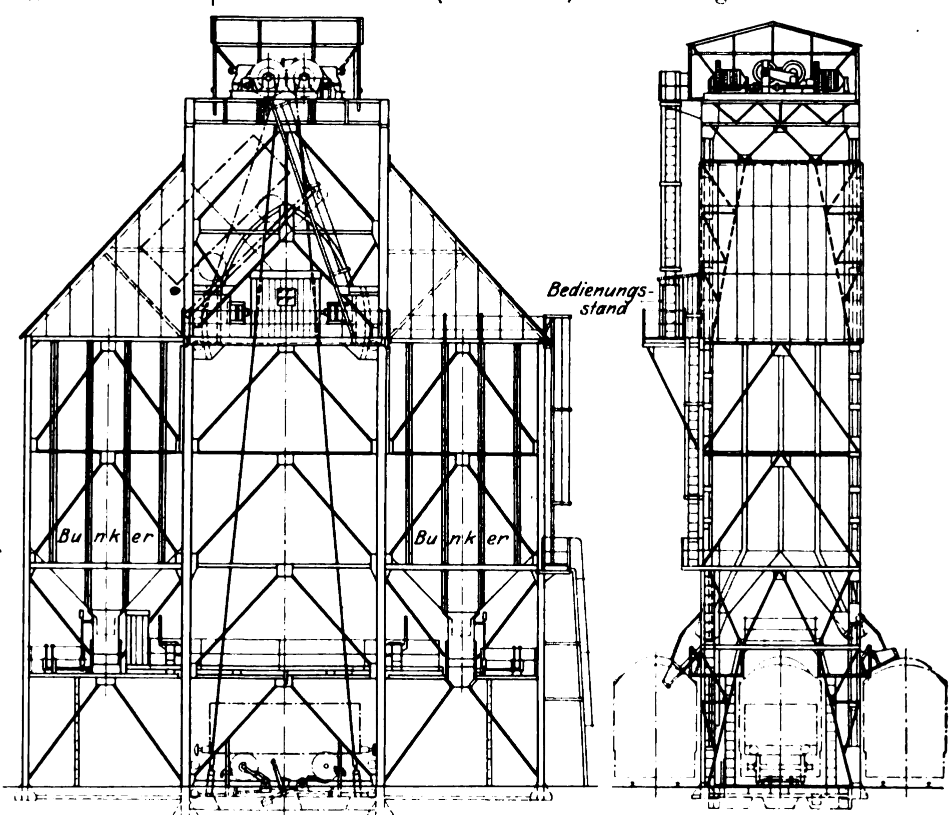
Die neue Hebelanordnung löst den langen schweren Dreieckhebel in einen Satz von zwei hintereinandergeschalteten Hebeln auf und zwar in einen möglichst kurz gehaltenen Dreieckhebel und einen geraden einfachen Zwischenhebel. Der kurze Druckhebel verkleinert die sich unangenehm in der Wiegegenauigkeit äußernde Durchbiegung und bringt weiter durch die bedeutende Gewichtsverminderung von 75% eine Vereinfachung der Schmiedearbeit bei der Herstellung. Er hat für alle Brückenlängen ein und dieselbe Länge, nur der in seiner Form einfache Zwischenhebel muß der Brückenlänge angepaßt werden. Allerdings bekommt die neue Bauart durch die Hebelzerlegung einige Schneiden mehr. Doch soll dieser Umstand die Empfindlichkeit und Genauigkeit der Wage praktisch nicht beeinflussen. Die konstruktive Veränderung der Dreieckhebel gestattet nun auch eine einheitliche Ausführung der Pendelstützen und Pendelgehänge für alle Wagengrößen.

Die neue Seilentlastung erfordert nunmehr einen Schneidenweg von 40 mm. Zwei Arten von Entlastungshebeln genügen für alle vorkommenden Wagengrößen und die verschiedenen Brückenlängen werden dadurch ausgeglichen, daß die Brückenseile mit verschieden langen Zugstangen zusammengestellt werden. Die Genauigkeit und Empfindlichkeit der nach dem neuen Prinzip gebauten Wage betrug das fünf- bis zehnfache der vom Eichgesetz vorgeschriebenen Werte, die ermittelten Durchbiegungen erreichten mit dem Durchschnittswert 3 mm noch nicht die Hälfte der vorgesehenen Normaldurchbiegungen.

(Z. V. D. I. 1927, Nr. 29.) Pö.

### Eine neue Lokomotivbekohlungsanlage auf der London Midland und Schottland Bahn.

Gelegentlich des Umbaues des Lokomotivschuppens Polmadie, Glasgow, der London Midland und Schottland Bahn ist eine neuartige Lokomotivbekohlungsanlage erbaut und in Betrieb genommen worden (siehe Abb.). Die Anlage besteht aus zwei




Lokomotivbekohlungsanlage.

Stahlbunkern, die beiderseits eines Wagenhebewerks angeordnet sind. Jeder Bunker faßt 150 t und besitzt zwei Schurren, so daß gleichzeitig vier Lokomotiven bekohlt werden können. Die Kohle wird vor der Abgabe in Behältern von 500 kg Fassungsvermögen gemessen. Eine einfache Vorrichtung verhindert, daß die Schurre gesenkt werden kann, bevor die Schütze zum Bunker geschlossen ist.

Zwei Drehstrommotoren bedienen das Hebewerk. Ein 20 t Wagen wird mit einer Geschwindigkeit von etwa 7 m/Min. gehoben. Die Bedienungseinrichtungen für das Hebewerk sind in einer Kabine untergebracht, die etwa 15 m hoch über Erdboden zwischen den beiden Bunkern angeordnet ist. Die Wagenhebebrücke ist so kräftig gebaut, daß die schwersten Lokomotiven

darüber hinwegfahren können. Die Wagen werden nach dem Auffahren auf die Hebebrücke selbsttätig festgelegt. Ebenso wird selbsttätig ein Schalter beeinflußt, der einen der beiden Hubmotore nach einem bestimmten Hub ausschaltet, so daß die Richtung bestimmt ist, in der der Wagen oben gestürzt wird.

Die Hebebrücke wird bis auf 45° zum Entleeren der Wagen geneigt. Selbsttätig arbeitende Einrichtungen verhindern sowohl, daß die Brücke zu hoch gehoben als auch zu stark geneigt wird. Elektrische und mechanische Bremsen sorgen dafür, daß die Lastbewegung gut beherrscht werden kann. In einer Stunde werden etwa zehn Wagen mit zusammen 100 t in die Bunker entleert. Eb.

(Bulletin du Congrès des Chemins de Fer.)

## Werkstätten; Stoffwesen.

### Umstellung der Werkstätten bei den Österreichischen Bundesbahnen.

Ähnlich wie dies bei der Deutschen Reichsbahn in den letzten Jahren der Fall gewesen ist sind auch die Österreichischen Bundesbahnen an eine Umstellung ihres ganzen Werkstättenwesens herangetreten. Aus einem in der Zeitschrift „Die Lokomotive" veröffentlichten Vortrag, den Direktor Jng. O. Taussig vor der Gesellschaft österreichischer Volkswirte gehalten hat, ergibt sich über diese Umstellung folgendes:

Nach dem Stand vom 1. Januar 1926 hatten die in Frage kommenden Werkstätten insgesamt 2735 Lokomotiven und Triebwagen, 8146 Personen-, Post- und Gepäckwagen und 38325 Güterwagen zu unterhalten. Die hierfür aufzubringende Arbeitsleistung betrug bisher etwa 32 Millionen Arbeitsstunden oder die Jahresleistung von 14000 Arbeitern. Die Gesamtmenge der Arbeit wurde in zwei Gruppen geteilt: in solche Arbeiten, welche zweckmäßigerweise überhaupt nicht durch die Privatindustrie erledigt werden können und in solche, die in den Rahmen der privatindustriellen Unternehmung hineinpassen. Die erste Gruppe umfaßt die geringfügigen, während der Betriebszeit erforderlichen Ausbesserungsarbeiten, die in den Betriebswerkstätten vorgenommen werden sollen, die zweite Gruppe umfaßt die regelmäßigen Untersuchungen und Ausbesserungen, die in den Hauptwerkstätten vorgenommen werden. Die Prüfung der Frage, ob letztere Gruppe der Privatindustrie übertragen werden solle, führte zur Beibehaltung der bisherigen und auch bei allen anderen Bahnverwaltungen bestehenden Übung, der Ausführung im Eigenbetrieb. Die Hauptwerkstätten werden einer einzigen besonderen Werkstättendirektion unterstellt, die eine getrennte Buchhaltung und Kostenberechnung hat, so daß ihre Wirtschaft getrennt von den anderen Betrieben der Bundesbahnen besonders nachgewiesen werden kann.

Wenn aber auch durch die Ausscheidung der den Betriebswerkstätten übertragenen kleineren Arbeiten die einer wirtschaftlicheren Gestaltung der Arbeit in den Hauptwerkstätten wesentlich gefördert wurde, so mußte doch weiterhin eine Gliederung in der Weise vorgenommen werden, daß jede Werkstätte nur noch bestimmte Fahrzeugbauarten zugewiesen erhielt. Im alten Aufbau der ehemaligen österreichischen Staatsbahnen war jeder Staatsbahndirektion wenigstens eine Hauptwerkstätte zugeteilt, die in der Regel die sämtlichen anfallenden Ausbesserungsarbeiten an Lokomotiven und Wagen vornahm. Noch ungünstiger lagen die Verhältnisse in Wien. Im Lauf der Verstaatlichung der verschiedenen in Wien anschließenden großen Privatbahnen ergaben sich dort insgesamt sechs verschiedene Werkstätten nebeneinander, von denen jede ihr bisheriges Netz bediente. Auch hier ging man vom System der gemischten Werkstätten zur Sonderung über. Der Vorgang ist noch nicht ganz beendet, aber soweit ausgereift, daß die eine ehemalige Nordbahn-Werkstätte in Floridsdorf eine reine Lokomotivwerkstätte, die zweite Nordbahn-Werkstätte eine Werkstätte für Güterwagen, die ehemalige Werkstätte der Staatseisenbahn eine reine Personenwagenwerkstätte geworden ist. Die ehemalige Werkstätte der Nordwest-Bahn ist nur noch als reine Werkstätte für Personenwagen im Betrieb, wird aber voraussichtlich noch im Jahr 1927 geschlossen werden. Die Werkstätten der Südbahn und der Westbahn sind schon 1925 stillgelegt worden. Außerhalb Wiens ließ sich die Sonderung nicht immer so streng durchführen; an den schon in Betrieb genommenen Strecken wurde indessen die Unterhaltung der Dampflokomotiven weggenommen, wodurch beispielsweise die Werkstätte Feldkirch zu einer reinen Wagenwerkstatt wurde, während in Innsbruck und Salzburg zur Wagenarbeit noch die Unterhaltung der elektrischen Lokomotiven hinzukam.

Eine weitere Verbesserung der Werkstättenwirtschaft mußte sich ergeben, wenn nicht nur eine Trennung nach Lokomotiven und Wagen, sondern noch weiter nach einzelnen Bauarten vorgenommen werden konnte. Diesem Bestreben stand aber sehr hindernd der Umstand entgegen, daß der Fahrzeugpark der Bundesbahnen sehr verschiedenartig ist. Die 2735 im Betrieb stehenden Lokomotiven gehören beispielsweise 180 verschiedenen Bauarten an. Die Reihenzuweisung hat, soweit sie bisher eingeführt wurde, in ihren Auswirkungen die gehegten Erwartungen erfüllt. Um die Durchführung zu erleichtern, ist man auch an eine starke Verminderung der Zahl der verschiedenen Bauarten herangetreten. Durch eine größere Bestellung von 175 neuen Lokomotiven ist es möglich geworden, die Zahl der im Betrieb bleibenden Dampflokomotiven auf 2100 Stück und die Zahl der verbleibenden Bauarten auf 54 zu vermindern. Ein ähnliches Programm wird z. Z. auch für die Güterwagen aufgestellt.

Nach der Verbesserung der Arbeitszuweisung ist weiter eine solche der Arbeitsdurchführung erforderlich, die sich wieder unterteilen läßt nach einer Verbesserung der Anlagen, des Arbeitsplanes, des Arbeitsverhältnisses und der konstruktiven Vorbedingungen. Da die in Frage kommenden Werkstätten meist schon älter und vielfach für andere Zwecke gebaut waren, mußte zunächst der für die Verbesserung der Anlagen ein weites Feld offenstehen. Dafür wären aber sehr große Aufwendungen notwendig gewesen, so daß man sich entschließen mußte, den Schwerpunkt nicht auf dieses Gebiet zu verlegen und nur die allernotwendigsten Änderungen vorzunehmen. Es wurde daher mehr Wert auf die Verbesserung des Arbeitsplanes gelegt, wie sie die neuzeitliche Betriebsführung kennzeichnet. Im einzelnen decken sich diese Bestrebungen mit denen der Deutschen Reichsbahn. Damit verbunden ist auch die Schaffung gesunder Grundlagen für eine gerechte Lohnbestimmung. Die Bemühungen, den vorstehenden Gedankengängen praktische Geltung zu verschaffen, setzen wohl in allen Hauptwerkstätten allmählich ein, sind aber zunächst in der Hauptwerkstätte Knittelfeld beschleunigt zusammengefaßt worden, um die Auswirkungen beobachten zu können.

Endlich müssen für die wirtschaftliche Unterhaltung noch gewisse bauliche Vorbedingungen an den Fahrzeugen selbst geschaffen werden. In erster Linie sind die Neubauten vom Standpunkt der Herabsetzung der Instandhaltungskosten zu entwerfen. Das Wesen dieser Arbeiten — Normalisierung und Typisierung — ist bekannt. Bei den Lokomotiven kommt neben der schon erwähnten Reihenverminderung auch noch eine Vereinheitlichung der verbleibenden Bauarten in Frage. Viele Einzelteile sind hierfür geeignet. Für die Güterwagen wurde im Zusammenwirken mit dem österreichischen Normenausschuß ein Vereinheitlichungsbüro geschaffen, dessen Arbeiten soweit fortgeschritten sind, daß die ersten genormten Wagen versuchsweise hergestellt werden können. Was von der Normung der Güterwagen zu erwarten ist, kann man ermessen, wenn man hört, daß die Gesamtzahl von rund 40000 österreichischen Güterwagen sich z. Z. in 41 Hauptgruppen mit vielen, teilweise bis zu 80 Untergruppen teilt. Das Ziel der Normungsarbeiten sind dagegen nur 6 Hauptbauarten. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei den Personenwagen. Im Anschluß an die geplante Normung läßt sich dann auch noch der Austauschbau mit Vorteil einführen.

Die ganze Umstellungsarbeit, die z. Z. an den österreichischen Werkstätten vorgenommen wird, zeigt nach dem Vorstehenden deutlich die Anlehnung an das Vorgehen der Deutschen Reichsbahn, ein Beweis, wie die Arbeiten der Reichsbahn auch im Ausland bewertet werden. Bei den beschränkten Mitteln, die den Österreichischen Bundesbahnen zur Verfügung stehen, werden sich allerdings die Auswirkungen nicht so rasch zeigen können. Nach den bisherigen Ergebnissen scheint man indessen zu einer zuversichtlichen Auffassung durchaus berechtigt zu sein. R. D.

(Die Lok. 1927, Nr. 5 bis 7.)

# Lokomotiven und Wagen.

## 2 D 2 — h 2 Lokomotiven der Northern Pacific- und der Kanadischen Nationalbahn.

Im Dezember 1926 hat die Northern Pacific-Bahn die erste von zwölf neuen 2 D 2—h 2 Lokomotiven in Dienst gestellt und damit eine neue Achsanordnung geschaffen, die man in Amerika nach ihr als „Northern Type“ bezeichnet. Die Verwendung des zweiachsigen Schleppgestelles, das die Lima-Werke seinerzeit mit ihrer 1 D 2-Lokomotive der Boston- und Albany-Bahn*) eingeführt haben, hat damit über die 1 E 2- und 2 C 2-Lokomotive**) zur 2 D 2-Lokomotive geführt.

Die neuen 2 D 2-Lokomotiven sind nach den Angaben der Eigentumsbahn von der Amerikanischen Lokomotiv-Gesellschaft gebaut worden. Sie sollen im Rahmen der üblichen Fahrzeit Züge aus neun Stahlwagen über Steigungen von 22⁰/₀₀, solche von elf Stahlwagen über 18⁰/₀₀ befördern. Die Zugkraft soll ohne Hilfsmaschine 26100 kg, mit dieser 31270 kg betragen.

Die erste der Lokomotiven wurde anfangs Juni d. J. abgeliefert. Bemerkenswert an ihr ist vor allem die Verwendung von hochwertigem Siliziumstahl als Kesselbaustoff. Damit konnte der Kessel für einen Überdruck von 17,6 at gebaut werden ohne schwerer zu werden als ähnliche Kessel für 14 at Überdruck aus dem üblichen Baustoff. Im übrigen weicht der Kessel kaum von der in Amerika üblichen Form ab. Er hat eine geräumige Feuerbüchse mit Verbrennungskammer; zwei Nicholson-Wasserkammern sitzen in der Feuerbüchse, eine weitere in der Verbrennungskammer. Die Stehbolzen sind durchweg aus Stahl und teilweise beweglich. Der Kleinrohrüberhitzer besteht aus 162 Schlangen. Sämtliche Lokomotiven haben mechanische Rostbeschickung und einen Niederschlag-Speisewasservorwärmer, der quer vor der Rauchkammer angeordnet ist. Ein Teil der Lokomotiven hat Roststäbe aus Stahlguß, der andere solche aus Gußeisen.

Eine weitere Neuerung stellen die in Abb. 2 dargestellten Achslager der Treibachse vor. Sie haben nicht, wie die Kuppelachsen, die übliche Form mit festen Lagerschalen, sondern sind als Umlauflager durchgebildet. Das Gehäuse besteht aus einem Ober- und Unterteil aus Stahlguß, die durch vier Bolzen von 35 mm Stärke zusammengehalten werden. In dieses Gehäuse ist eine aus zwei Hälften zusammengesetzte Graugußbüchse eingekeilt; in dieser und über dem Achsschenkel gleitet eine zweite, wegen des Eindringens ebenfalls geteilte Büchse aus Rotguß. Während sich diese Büchse also in der Richtung des Achsschenkel-Umfanges drehen kann, wird sie in achsialer Richtung einerseits durch einen am Lagergehäuse angegossenen Bund, auf der anderen Seite durch eine aufgeschraubte Stahlplatte geführt. Zur Schmierung dienen je zwei Fettgehäuse am Oberteil und Unterteil des Lagergehäuses; das Fett wird durch Kanäle zu den

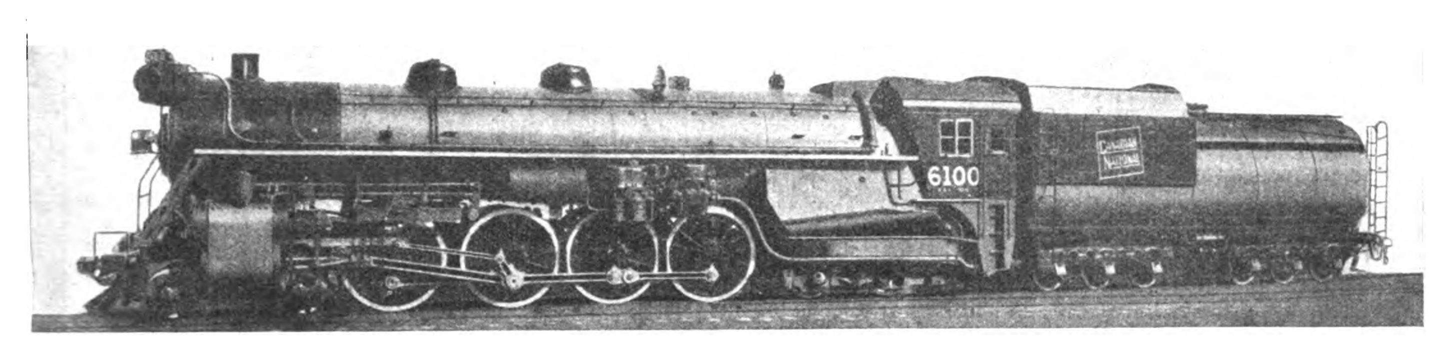



Abb. 1. 2 D 2—h 2 Lokomotive der Kanadischen Nationalbahn.

Der Kessel mit Kleinrohrüberhitzer besitzt eine außerordentlich große Feuerbüchse mit Verbrennungskammer. Es ist aber vorgesehen die Rostfläche die jetzt für die minderwertige Kohle über 10 m² beträgt, durch teilweises Abdecken später auf 8,8 m² zu verringern, sobald wieder bessere Kohle zur Verfügung steht. Der jetzige Kesseldruck von 14,8 at soll später auf 15,8 at erhöht werden. Die Zylinder sind aus Stahlguß, die Rahmen aus Vanadium-Stahl hergestellt. Das vordere Drehgestell ist aus Stahl in einem Stück gegossen und besitzt Innenlager. Das hintere Schleppgestell hat die von den einachsigen Schleppgestellen her bekannte Delta-Bauart mit Außenlagern. Seine vordere Achse ist seitenverschiebbar angeordnet, weil sie an der Führung der Lokomotive nicht beteiligt ist; die hintere Achse mit etwas größerem Raddurchmesser wird von der mit Heißdampf arbeitenden Hilfsmaschine angetrieben. Die vorderste Kuppelachse hat ebenfalls seitliches Spiel. Zur Vorwärmung des Speisewassers besitzen die Lokomotiven eine Elesco-Abdampf-Strahlpumpe.

Der Tender hat ein Fassungsvermögen von 56,7 m³ Wasser und 21,8 t Kohle. Er ruht, wie dies neuerdings in Amerika vielfach üblich ist, auf einem aus einem Stück hergestellten Stahlgußrahmen und läuft auf zwei dreiachsigen Drehgestellen.

Die Kanadische Nationalbahn hat ebenfalls 40 Stück solcher 2 D 2 — h 2 Lokomotiven in Auftrag gegeben (Abb. 1), 20 davon bei der Kanadischen Lokomotivgesellschaft in Kingston, die übrigen 20 bei den Lokomotivwerken in Montreal. Weitere zwölf Lokomotiven derselben Bauart baut die Amerikanische Lokomotivgesellschaft für die von derselben Bahn betriebene Grand Trunk Western Linie für den Verkehr zwischen Sarnia und Chicago.

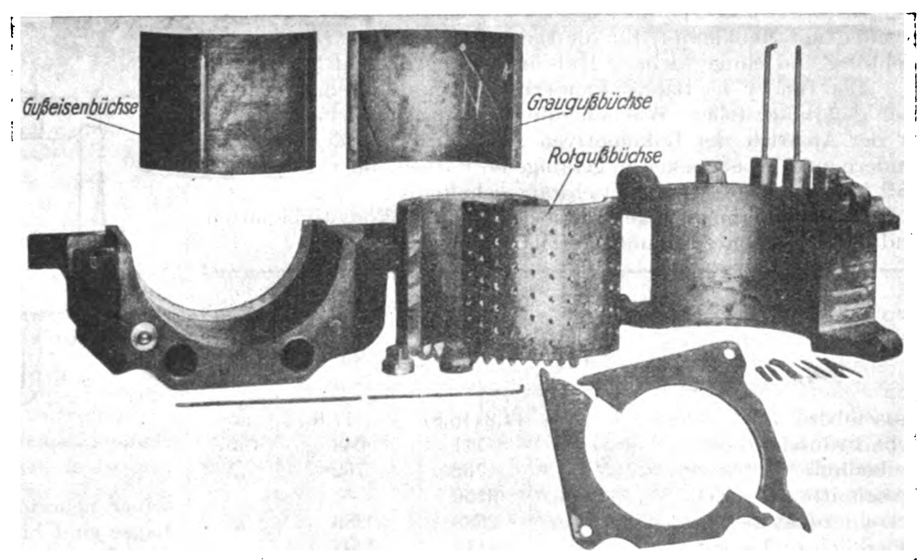



Abb. 2. Treibachslager.

*) Organ 1926, S. 48.

**) Organ 1926, S. 191 und 1927.

Schmiernuten im Innern des Graugußgehäuses geführt und von dort durch eine große Zahl von 6 mm starken, außen versenkten Bohrungen auch über das Innere der Rotgußbüchse verteilt. Im oberen Teil fließt das Fett von selbst nach, im unteren wird es durch Kolben unter Federdruck nachgepreßt. Derartige Achslager sind schon seit längerer Zeit versuchsweise an einigen anderen Lokomotiven der Bahn im Betrieb und scheinen sich dabei so bewährt zu haben, daß ihre Verwendung für die sämtlichen 52 neuen Lokomotiven beschlossen wurde. Eine Lokomotive hat damit 65000 km zurückgelegt, ohne daß die Abnützung 0,25 mm überschritten hätte, bei einer zweiten ergab sich nach einer Fahrtleistung von 40000 km nur eine Abnützung von etwa 0,1 mm. Selbst wenn die Lager zwischen zwei Hauptausbesserungen einmal neue Büchsen erhalten müßten, so wären diese leicht in den Betriebswerken einzubauen. Die neue Lagerausführung verhindert auch ein Schlagen der Triebachslager und erleichtert damit die Unterhaltung der Stangenlager. Der Verbrauch an Fett für die Schmierung soll sehr gering sein.

Das vordere Drehgestell besteht wie bei der oben beschriebenen Lokomotive aus einem einzigen Stahlgußstück, besitzt jedoch Außenlager. Auch diese Anordnung wurde zunächst an einigen anderen Lokomotiven erprobt *) und soll sich dabei sehr gut bewährt haben. Die Außenlager sind in ähnlicher Weise wie die Treibachslager als Umlauflager durchgebildet. Unter jedem Achslager sitzt eine Blattfeder; eine dritte Blattfeder verbindet jederseits diese beiden Federn als Ausgleichhebel. Das Schleppgestell hat Innenlager, jedoch ebenfalls in der Ausführung als Umlauflager. Seine vorderen Räder haben 870 mm Durchmesser, die hinteren einen solchen von 1219 mm. Auf diese arbeitet bei 10 Lokomotiven eine Hilfsmaschine, bei den übrigen Lokomotiven ist auf einen späteren Einbau Rücksicht genommen.

Die Zylinder sind aus Gußeisen mit Laufbüchsen aus Hunt-Spiller-Eisen; aus demselben Werkstoff bestehen die Kolbenringe. Die Treibstangen haben ebenfalls Umlauf-Kurbellager; dieselbe Ausführung zeigen die Lager der anderen am Treibzapfen angreifenden Stangen. Die Hauptrahmen sind teils aus Vanadium-, teils aus Nickelstahl, wie überhaupt beim Bau dieser Lokomotiven hochwertiger Stahl in weitem Umfang zur Verwendung gelangt ist. Beispielsweise sind auch die Treibachsen, Zapfen und Stangen durchweg aus Nickelstahl.

Der Führerstand ist nur kurz, der Armaturstutzen daher vor ihm angeordnet. Die linke Seite des letzteren trägt Anschlüsse für Heißdampf, rechts sind solche für Naßdampf. Luftpumpe, Speisewasserpumpe, Rostbeschicker und Lichtmaschine arbeiten mit Heißdampf, für die Dampfheizung, den Bläser, den Sichtöler und einige kleinere Hilfseinrichtungen dient Naßdampf.

Der Tender der Bauart Vanderbilt ruht auf zwei dreiachsigen Stahlgußdrehgestellen. Wie neuerdings in Amerika vielfach üblich, ist der Anstrich der Lokomotiven nicht mehr einfach schwarz, sondern zu Werbezwecken in gefälligeren Farben, im vorliegenden Fall in der Hauptsache grauschwarz gehalten.

Die Hauptabmessungen der beiden 2 D 2 Lokomotivbauarten sind im folgenden zusammengestellt:

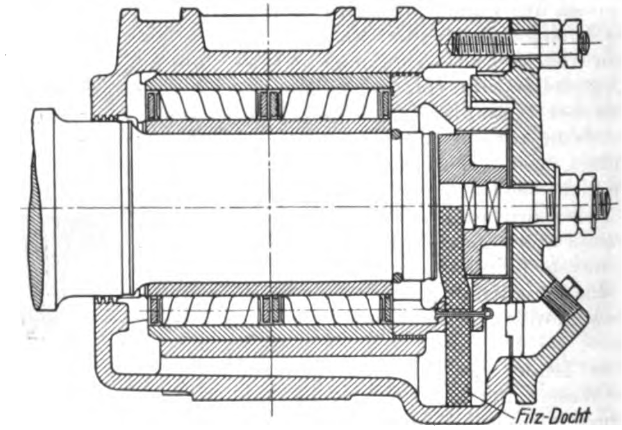
| | 2 D 2 Northern Pacific | 2 D 2 Kanad. Nat. | |
|---|---|---|---|
| Kesselüberdruck | 14,8 (15,8) | 17,6 | at |
| Zylinderdurchmesser | 711 | 648 | mm |
| Kolbenhub | 762 | 762 | „ |
| Kesselmitte über SO. | 3150 | — | „ |
| Kesseldurchmesser, außen, größter | 2388 | 2286 | „ |
| Feuerbüchse: Länge | 4115 | 3204 | „ |
| „ Weite | 2597 | 2445 | „ |
| Heizrohre: Anzahl | 33 | 27 und 15 | Stck. |
| „ Durchmesser | 89 | 57 und 89 | mm |
| Rauchrohre: Anzahl | 182 | 162 | Stck. |
| „ Durchmesser | 89 | 89 | mm |
| Rohrlänge | 6401 | 6553 | „ |
| Heizfläche der Feuerbüchse mit Verbrennungskammer | 40,0 | 29,3 | m² |
| Heizfläche der Wasserrohre und Wasserkammern | 5,0 | 10,9 | m² |
| Heizfläche der Rohre | 383,0 | 355,0 | „ |
| „ des Überhitzers | 185,0 | 158,0 | „ |
| „ — im ganzen — H | 613,0 | 553,2 | „ |
| Rostfläche R | 10,7 | 7,85 | „ |
| Durchmesser der Treibräder | 1854 | 1854 | mm |
| „ „ Laufräder des vorderen Drehgestells | 914 | 870 | „ |
| Durchmesser der Laufräder des Schleppgestells: vorn/hinten | 914/1162 | 870/1219 | „ |
| Achsstand der Kuppelachsen | 6172 | 5944 | „ |
| Ganzer Achstand der Lokomotive | 14376 | 13360 | „ |
| Ganzer Achstand der Lokomotive einschl. Tender | 27432 | 24994 | „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ mit/ohne Hilfsmaschine | 118,0 | 105,0/104,3 | t |
| Achsdruck des vorderen Drehgestells mit/ohne Hilfsmaschine | 28,20 | 29,5/29,5 | „ |
| Achsdruck des hinteren Schleppgestells mit/ohne Hilfsmaschine | 47,2 | 41,3/37,6 | „ |
| Dienstgewicht der Lokomotive G mit/ohne Hilfsmaschine | 193,4 | 175,8/171,4 | „ |
| Dienstgewicht des Tenders | 142,0 | 117,8 | „ |
| Vorrat an Wasser | 56,7 | 51,0 | m³ |
| „ „ Brennstoff | 21,8 | 18,2 | t |
| H:R | 57,2 | 70,5 | |
| H:G | 3,17 | 3,15/3,23 | m²/t |
| $H:G_1$ | 5,2 | 5,27/5,30 | „ |

*) Organ 1927, S. 19.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 21 und 27.) R. D.

## Hyatt-Rollenlager.

Auf die ausgedehnten Versuche mit Rollenlagern, die in Nordamerika neuerdings an Eisenbahnwagen vorgenommen werden und die ganz brauchbare Ergebnisse zu zeitigen scheinen, ist schon früher hingewiesen worden *). Die Textabbildung zeigt noch eines der verwendeten Lager, das Hyatt-Rollenlager, in




Hyatt-Rollenlager.

seiner neuesten Ausführungsform. Im Gegensatz zum Timken-Lager sind hier nicht zwei kegelförmig angeordnete Reihen von Rollen verwendet, sondern die Rollen laufen parallel zur Achse. Gegen die Radseite zu wird das Auslaufen von Öl bzw. Fett durch eine Labyrint-Dichtung verhindert. Das Seitenspiel der Achse kann durch eine besondere Schraube im Achsbüchsdeckel und durch Einlegen von Paßblechen genau geregelt werden. Zur Schmierung der Achsen-Stirnseite beim Anlaufen an das durch die erwähnte Schraube eingestellte Zwischenstück ist ein besonderer Filzdocht vorgesehen. R. D.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 27.)

*) Organ 1927, S. 229.

## Boec-Schmierung für Lokomotivzylinder.

Zur Schmierung der Lokomotivzylinder wird im allgemeinen das Schmieröl unter Vermittlung von mechanischen oder hydrostatischen Pumpen oder Pressen dem Dampf schon vor dem Eintritt in den Zylinder zugeführt. Bei dieser Art der Schmierung wird indessen ein Teil des Öles an allen vom Dampf berührten Flächen, also auch dort, wo eine Schmierung nicht erforderlich ist, in den Zuleitungsrohren, den Wandungen der Zylinderkanäle usw. abgesetzt.

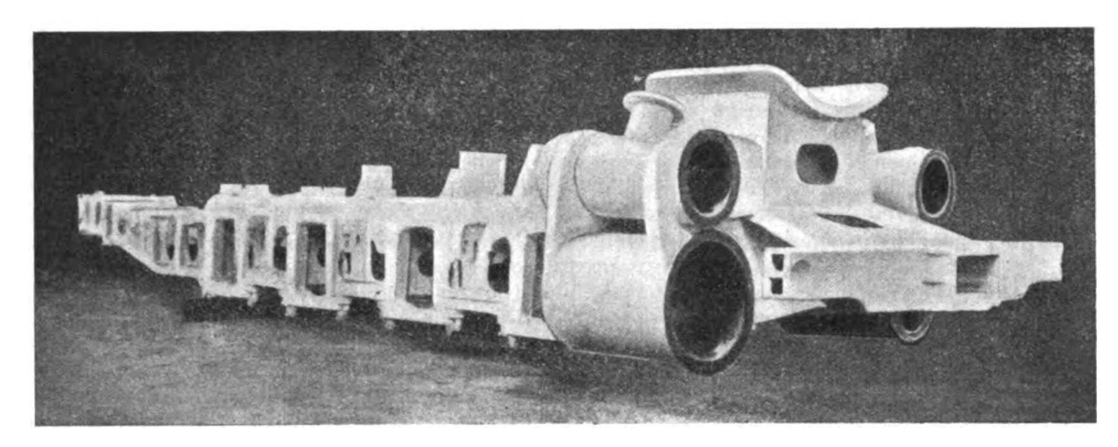
Die Baltimore Oil Engine Co. bringt eine neue Art der Schmierung auf den Markt, bei welcher das Öl unmittelbar an die zu schmierenden Zylinderwandungen gebracht wird. Am hinteren Zylinderdeckel, oberhalb der Stopfbuchse, sitzt ein Zerstäuberventil, durch welches das Öl in Form eines gegen die Zylindermitte gerichteten Kegels, gegen die Zylinderlauffläche gespritzt wird. Je nach dem gewünschten Grad der Schmierung gelangt jeweils nach 30, 40 oder 100 Umdrehungen ein Ölstrahl in den Zylinder und zwar in dem Augenblick, wo der Kolben am vorderen Zylinderende steht und sich damit dem Einspritzvorgang nicht hindernd in den Weg stellt. Die zugehörige Schmierpresse wird von der Steuerung aus angetrieben und sitzt in der Nähe des Zylinders. Sie besitzt Dampfheizung für das Schmieröl; es hat sich aber gezeigt, daß eine besondere Erwärmung des Öles bei dem hohen Preßdruck von 140 at nicht erforderlich ist, zumal auch noch das Zerstäuberventil in dem heißen Zylinderdeckel sitzt. Vor Beginn der Fahrt kann der Zylinder von Hand vorgeschmiert werden.

Bei einer 1 D 1-Lokomotive, an welcher die Schmierung eingebaut ist, wurden die Zylinder nach sechsmonatlicher Laufzeit untersucht. Die Wandungen sollen dabei mit einer dünnen Schicht sauberen Öles bedeckt und nicht, wie sonst vielfach beobachtet wird, mit einer Schmutzkruste überzogen gewesen sein. Auch die Schieber sollen durch den Abdampf noch genügend Öl erhalten haben. R. D.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 27.)

## Ein bemerkenswertes Lokomotiv-Gußstück.

In Amerika hat man schon seit einigen Jahren vollständige Lokomotivrahmen aus einem Gußstück hergestellt*), aber bei einer neuerlichen Ausführung für eine D-Verschiebelokomotive mit Schlepptender sind auch die Zylinder mit Schieberkammern sowie der Rauchkammersattel mit angegossen (siehe Abb.). Der Vorteil liegt darin, daß im Gegensatz zum bisherigen Aufbau des Lokomotivrahmens das bei der betreffenden Lokomotivgattung öfters beobachtete Losewerden der Verbindung zwischen den Zylindern und dem Rahmen nicht mehr eintreten kann. Man schätzt die dadurch herbeigeführte Ersparnis an Unterhaltungskosten einer Lokomotive dabei auf 1600 RM. im Jahr. Als weiterer Vorteil ergibt sich eine Gewichtsverminderung von über 2 t gegenüber der Regelausführung.



Aus einem Stück mit den Zylindern gegossener Lokomotivrahmen.

Ferner ist auch der Rahmen des Tenders dieser Verschiebelokomotive mit dem unteren Teil des Wasserkastens aus einem Stück gegossen, wodurch der Schwerpunkt des Wasserinhaltes im Tender um 300 mm tiefer zu liegen kommt und der Fassungsraum bei gleicher Baulänge vergrößert wird. Weiterhin fallen alle Nietverbindungen im unteren Teil des Tenderwasserkastens fort, die die Ursache zu größeren Ausbesserungsarbeiten bilden können. Um überhaupt jede Nietung zu vermeiden, sind außerdem die Platten des oberen Teiles des Wasserkastens angeschweißt.— Das Dienstgewicht der Lokomotive beträgt etwa 110,5 t, die Zugkraft 25000 k. Bttgr.

(Railw. Eng. Mai 1927.)

*) Organ 1927, H. 1, S. 20.

# Buchbesprechungen.

**Dr. E. Randzio, Stollenbau,** Berlin 1927, Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, 290 Seiten mit 290 Abbildungen, Preis gebunden 24.— RM.

Das Buch behandelt nach seinem Untertitel den „Vortrieb und Ausbau von Stollen und Tunneln kleiner Querschnitte, insbesondere solcher für Wasser-Ab- und -Zuleitung, einschließlich der Druckstollen“. Für den Eisenbahningenieur ist es hauptsächlich von besonderem Werte beim Bau von Wasserkraftwerken elektrischer Bahnen. Es stellt aber auch ausführlich den Bau von Vortriebsstollen für Eisenbahntunnel dar, auch die Sickerstollen in Rutschungsgebieten sind kurz behandelt.

Der Verfasser, der auf dem Gebiete des Tunnelbaues und der Ingenieurgeologie auch über Deutschlands Grenzen hinaus rühmlich bekannt ist, hat mit dem vorliegenden Buche ein grundlegendes Werk geschaffen. In sieben Abschnitten ist der Stollenbau bis zu den neuesten Ausführungsweisen dargestellt, ein achter Abschnitt enthält ein bezeichnendes Beispiel für die Ausbesserung schadhafter Stollen. Das Buch ist in vorbildlicher Weise auf der Darstellung tatsächlicher Erfahrungen aufgebaut. Eine Zahlentafel über die Bohrzeiten enthält Angaben von 302 Baustellen, eine Tafel über die Vorgänge beim Bohren und Sprengen bringt Erfahrungswerte von 273 Baustellen, die Zeiten für Laden, Schießen, Lüften und Schuttern sind von 48 neueren und neuesten Tunnelbauten zusammengestellt. Wer Aufklärung über die Ausnutzung von Schuttermaschinen, über den Schildvortrieb und über Spritzbetonmaschinen sucht, wird von dem Buche vortrefflich beraten sein. Sieben größere Stollenbauten sind ausführlich im Zusammenhange dargestellt, und endlich leitet ein reiches Literaturverzeichnis zu den Ursprungsquellen des Schrifttums.

Dem außerordentlich wertvollen Buche ist auch in den Kreisen der Eisenbahningenieure die weiteste Verbreitung zu wünschen. Die Darstellung ist so klar und flüssig, daß sie auch das erste Eindringen erleichtert, die Ausstattung des Buches ist mustergültig.

Ein Wunsch wäre allenfalls noch vorzubringen, der leicht in der Form eines besonderen Heftes erfüllbar wäre: nämlich daß der Verfasser noch die Hilfseinrichtungen (Bauplatzeinrichtung am Tunnelmunde und Nebenanlagen), ferner die Arbeiterverhältnisse (Bedarf an Arbeitskräften, Lohnverhältnisse, Schutz-

maßnahmen, Wohlfahrtseinrichtungen und Unfälle) gelegentlich zusammenfassend darstellen und damit das vorliegende Buch ergänzen möchte. Dr. Bl.

**Dr. Ing. W. Gehler, Erläuterungen mit Beispielen zu den Eisenbetonbestimmungen 1925.** Vierte Auflage. Berlin 1927. Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Preis geheftet 6.— RM.

Die dritte Auflage dieses vortrefflichen, für Bauleiter geradezu unentbehrlichen Büchleins war binnen Jahresfrist vergriffen. In der vorliegenden vierten Auflage sind insbesondere die Erläuterungen über den Aufbau des Mörtels, über die Kornbeschaffenheit der Zuschlagstoffe und über die Sicherheit der Bauteile dem neuesten Stande angepaßt. Ein Anhang bringt erstmalig einen Auszug aus den Leitsätzen des Deutschen Beton-Vereins für die Baukontrolle im Eisenbetonbau. Im übrigen sei auf die Besprechung der dritten Auflage in Heft 5 1927 des „Organs" verwiesen. Dr. Bl.

**Dr. Ing. Neesen, Lokomotivausbesserungswerke.** Berlin 1926. Verlag der verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der deutschen Reichsbahn. Vertrieb außerhalb der Reichsbahn durch den Beuthverlag, Berlin. Preis geb. 9.—RM.

Die aus der Erfahrung gewonnenen Leitgedanken, wie die Lokomotivausbesserungswerke der deutschen Reichsbahn für neuzeitliche Betriebsführung gebaut und ausgestattet werden sollen, sind zum ersten Male zusammenhängend in einem Buche dargestellt worden.

Das Gesamtbild ist auf 147 Seiten geschickt entworfen; vieles konnte naturgemäß nur in Richtlinien angedeutet werden. Wie weit jedoch nach Art der fließenden Fertigung das Zerlegen der Ausbesserungsarbeiten in bereits erprobte Arbeitsgänge getrieben werden kann, wie die Richthallen, die Einzelwerkstätten, die Stoffabteilungen beschaffen, die Arbeiterkopfzahlen bemessen sein müssen und in welchen Wechselbeziehungen alles wirken müsse, damit die gleichzeitig geführten Teilarbeiten und somit die Arbeitsgänge selbst auf das kürzeste Zeitmaß gebracht werden, ist in den Hauptpunkten dargelegt. Sorgfältig werden auch die Kernfragen erörtert, welche Zusammenhänge zwischen Werkstattleistung und Lokomotivzuteilung bestehen und welchen Einfluß der immer mehr aufkommende Austauschbau auf die Werkleistung hat. Bewährtes bieten ferner die Betrachtungen über die Einzelwerkstätten und ihre Ausstattung mit Werkzeugmaschinen und mechanischen Hilfsmitteln sowie über die Energieversorgung. Die Werkzeugfrage ist ihrer Wichtigkeit entsprechend sehr eingehend behandelt. Die Gliederung des Stoffes umfaßt:

A. Die Arbeitsverfahren in den Lokomotivausbesserungswerken,
B. Werkstattformen,
C. Lage und Größenbemessung der Werke,
D. Einzelwerkstätten, ihr Arbeitsanfall, ihre Arbeitsweise, Ausrüstung und Größe,
E. Werkzeugversorgung,
F. Kran- und Beförderungsanlagen,
G. Kraft-, Gas-, Wasser- und Heizungsversorgung,
H. Wohlfahrtsanlagen,
I. Werkzeugliste.

Am wertvollsten für jeden Betriebsleiter sind die Buchabschnitte, die bestimmte Zahlen, Maßbezeichnungen und Formeln bringen, mit deren Hilfe leicht für jedes Werk wirtschaftliche Vergleiche gezogen werden können. Dasselbe ist auch von den sehr lehrreichen zeichnerischen Darstellungen (Arbeitsdiagrammen) zu sagen, die für zwei Arbeitsgänge angegeben sind. Auch in der vorliegenden kurzen Fassung, die den vielgestaltigen Stoff vorwiegend in Leitsätzen bietet, wird das Lehrbuch jedem Werkstattbeamten Anregung und Nutzen bieten, der niedrige Preis von 9.— RM wird zur weitesten Verbreitung beitragen.

Dr. Ing. Pfaff.

**Gemeinfaßliche Darstellung der gesamten Schweißtechnik.** Von Oberregierungsrat a. D. Bardtke, Werkdirektor des Reichsbahn-Ausbesserungswerkes Wittenberge. 280 Seiten mit 250 Textabbildungen. Preis gebunden RM 12.50, für VDI-Mitglieder RM 11.25, 1927. (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7.)

Das vorliegende Buch bringt kurz zusammengefaßt eine Übersicht über die verschiedenen Schweißverfahren, ihre Geräte und Anwendungsgebiete. Auch für den nicht theoretisch gebildeten Schweißer verständlich, erörtert es in gemeinfaßlicher Darstellung die wichtigsten Eigenschaften der Metalle, der Gase, des elektrischen Stromes, der Aluminothermie u. a. m. Den Kern des Buches bilden naturgemäß Ausführungen über Geräte und Maschinen sowie die Anleitungen zur Vorbereitung und Ausführung der Schweißung. Mitteilungen über ausgeführte Prüfungen, eine Anleitung zu einfachen Werkstattsversuchen und metallographischen Untersuchungen sowie wirtschaftliche Vergleiche zwischen den einzelnen Schweißverfahren und der Nietung, Hartlötung usw. bilden wertvolle Ergänzungen. Ein besonderer Abschnitt ist der Unfallverhütung gewidmet.

Dem Buch kommt der Niederschlag des Erfahrungsaustausches sehr zustatten, der dem Verfasser durch seine Zusammenarbeit mit den bedeutendsten Fachleuten des neuen Gebietes im Fachausschuß für Schweißtechnik beim VDI zur Verfügung stand, und die eigenen Erfahrungen des Verfassers in der ihm unterstellten Schweißtechnischen Versuchsanstalt der Reichsbahn erweitert, die alle Neuerungen des Gebietes prüft und an den meisten Forschungsarbeiten des Fachausschusses beteiligt gewesen ist.

Ue.

# Verschiedenes.

Am 9. Januar fand im Sitzungssaal der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in Berlin eine Feier statt, die dem Gedenken und der Ehrung von Männern galt, die in früherer Zeit Träger der Gestaltung und des Fortschritts des Deutschen Eisenbahnwesens waren. Bei der jetzt vorliegenden einheitlichen Organisation der Deutschen Reichsbahn sollte — das war der Grundgedanke der Veranstaltung — die Beziehung zur Entwicklung dieses Unternehmens aufrecht erhalten werden, wie sie von den ersten Anfängen in der Form von Privatgesellschaften über den langjährigen Bestand der Ländereisenbahnen schließlich zur „Deutschen Reichsbahn" führte.

Die Ehrung galt vor allem dem früheren preußischen Eisenbahnminister, Exzellenz von Breitenbach, dessen Verdienste Generaldirektor Dr. Dorpmüller mit warmen Worten feierte. Dr. von Breitenbach war von 1906 bis 1918 Minister der öffentlichen Arbeiten in Preußen. Das bleibende und größte Verdienst seiner Ministertätigkeit ist, ein großzügiges zehnjähriges Bauprogramm für den Ausbau des preußischen Staatsbahnnetzes aufgestellt zu haben. Im Vertrauen auf die kommende Weiterentwicklung des deutschen Verkehrslebens hat er dieses Bauprogramm durchgeführt, wobei er gleichzeitig für eine ständige, dem Verkehrsbedürfnis vorauseilende Vermehrung und Verbesserung des Wagen- und Lokomotivparks, sowie für eine zweckmäßige Ausnutzung der elektrischen Kraft im Eisenbahnverkehr eintrat. Eine Büste Breitenbachs wurde im großen Sitzungssaale des Hauptvorstandes der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft bei der Feier enthüllt.

Am Beginn des Jahres 1928 blickte die amtliche Eisenbahnzeitschrift „Archiv für Eisenbahnwesen" auf ein 50 jähriges Bestehen zurück. Dem altverdienten Schriftleiter dieses Fachblattes, Exzellenz von der Leyen, der 48 Jahre die Schriftleitung, früher als Vortragender Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten und später im Ruhestand geführt hat, wurden ebenfalls ehrende und anerkennende Worte gewidmet.

Noch eines Seniors wurde bei der Feier mit ehrenden Worten gedacht, des Wirklichen Geheimen Rates, Exzellenz Dr. Stieger, der das 85. Lebensjahr erreichte und an dessen Namen sich die Reform der deutschen Personen- und Gepäcktarife und das deutsche Güterwagenübereinkommen, durch das der Deutsche Staatsbahnwagenverband geschaffen wurde, knüpft.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

83. Jahrgang — 15. Februar 1928 — Heft 4


## Versuche der Italienischen Staatsbahnen mit Abdampfvorwärmern für Lokomotiven.

Mit Genehmigung des Verfassers bearbeiteter Auszug aus dem in der „Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane" 1926, Bd. XXIX, Nr. 4 und 5 veröffentlichten Aufsatz von Ing. **G. Corbellini.**

(Schluß.)

### 4. Einfluß der Betriebsverhältnisse auf die erreichbaren Ersparnisse.

Bei gleichartigen Betriebsverhältnissen ist die Wasserspeisung am wirtschaftlichsten, wenn man ebensoviel Wasser speist als verbraucht wird. Solche Gleichartigkeit ist aber selten gegeben, gewöhnlich ist der Betrieb infolge Fahrtverlangsamung, außerordentlichen Aufenthalten usw. veränderlich. Um in solchen Fällen eine dem Dampfverbrauch ständig entsprechende Speisung zu erzielen, müßte der Feuerungsbetrieb immer entsprechend verändert werden, was aber eine Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades zur Folge hätte.

Bei Verwendung von Abdampf-Vorwärmern erscheint es empfehlenswerter, die Feuerung gleichmäßig zu halten und nur während der Fahrt bei offenem Regler zu speisen.

Es ist nicht notwendig, oft nicht einmal empfehlenswert, eine den Verbrauch sogleich ergänzende Speisung anzustreben, weshalb die Regulierbarkeit des Speiseapparates im allgemeinen keine große Rolle spielt und die Überlegenheit der Speisepumpen in dieser Beziehung dem Abdampfinjektor gegenüber praktisch bedeutungslos ist. Viel wichtiger ist, die Speiseapparate so zu bemessen, daß sie bei mittlerer Speisung, die am häufigsten erfordert wird, am wirtschaftlichsten arbeiten.

Hat der Kesseldruck beim Anfahren nach der ersten Senkung wieder die normale Höhe erreicht, dann setzt man den Speiseapparat in Betrieb und reguliert ihn auf eine Förderung, die den Wasserspiegel möglichst konstant hält. Nähert sich der Zug einer Haltestelle oder einem längeren Gefälle (Fahrt mit geschlossenem Regler), muß rechtzeitig das Feuer gemindert werden, damit der Kesseldruck sinkt, um zu verhindern, daß bei gleichzeitigem Schließen des Reglers und des Speiseapparates infolge plötzlicher Drucksteigerung die Sicherheitsventile abblasen.

Nur auf diese Art ist es möglich, eine Höchstleistung des Vorwärmers zu erzielen und ein Speisen während der Fahrt mit geschlossenem Regler zu vermeiden.

Dieser Vorgang wird um so schwieriger, je häufiger der Regler (z. B. bei Personenzügen mit vielen Stationen) geschlossen werden muß. Es kann in solchen Fällen eine derart veränderliche Feuerhaltung notwendig werden, daß der Rückgewinn aus dem Abdampf die Nachteile nicht aufzuwiegen vermag.

### 5. Ergebnisse der Fahr- und Standproben.

Aus der Zusammenstellung 3 sind die Ergebnisse der Fahrproben ersichtlich, die hier mit Berücksichtigung der ergänzenden Standproben erörtert werden sollen.

#### a) Fahrproben.

Die mittlere stündliche Verdampfung, bezogen auf den Kohlenverbrauch bei offenem und bei geschlossenem Regler, mit und ohne Vorwärmung ist in Zusammenstellung 3 ersichtlich.

Zusammenstellung 3.

| | Knorr-Apparat | | A.C.F.I.-Apparat, Type RM | | Friedmann-Apparat Type LF | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer |
| Mittlerer Tenderwasser-Verbrauch/Stunde kg | 4720 | 4970 | 4780 | 4570 | 4511 | 4108 |
| Stündlicher Wasserverbrauch auf 1 m² Heizfläche . . . . kg | 30,9 | 32,5 | 31,2 | 29,9 | 29,5 | 26,9 |
| Wasserverbrauch für 1 kg Kohle . . . . . . | 7,15 | 8,10 | 7,23 | 7,35 | 7,45 | 7,26 |
| Stündlicher Kohlenverbrauch auf 1 m² Rostfläche . . . . kg | 236 | 220 | 234 | 222 | 216 | 202 |

Die Zusammenstellung zeigt, daß das Verhältnis zwischen dem verdampften Wasser und dem Brennstoffverbrauch beim Knorr-Vorwärmer um 13,3% und die stündlich verdampfte Wassermenge bei nahezu gleichbleibender Leistung um 5,3% höher war als beim normalen Injektor. Dies bedeutet einen Mehrverbrauch an Dampf, eine Erhöhung der Kesselleistung. Dieser Mehrverbrauch ist das Ergebnis der sekundären Erscheinungen, die mit der Verwendung eines Vorwärmers verbunden sind, vermehrt um den Dampfverbrauch der Pumpe. Da sich aber die erwähnten sekundären Erscheinungen gegenseitig ausgleichen, können sie vernachlässigt werden und der Mehrverbrauch ist ausschließlich auf den Frischdampfverbrauch der Pumpe zurückzuführen.

Die Zusammenstellung 4 (Seite 62) zeigt den Wasserverbrauch, bezogen auf die Leistung der Lokomotive.

Tenderwasser- und Kohlenverbrauch sind bei den drei Vorwärmern nicht wesentlich verschieden. Daß die Leistungen bei den Pumpenapparaten nahezu gleich, beim Abdampfinjektor aber geringer sind, ist auf Umstände zurückzuführen, die später erörtert werden.

#### b) Standproben.

##### 1. Knorr-Vorwärmer.

Die mit dem Vorwärmer, Bauart Knorr, vorgenommenen Standproben, bei denen der Frischdampf einem zweiten Kessel mit gleicher Spannung entnommen wurde, hatte die aus Zusammenstellung 5, Seite 62 ersichtlichen Ergebnisse.

Die stündliche Liefermenge der erprobten Pumpe beträgt 7200 l, d. h. bei den Standproben arbeitete die Pumpe nicht mit ihrer Höchstleistung, sondern mit einer mittleren Leistung, wie sie den Betriebsbedingungen entspricht, denn die Höchstverdampfung wird im Betrieb nur selten — und dann nur für kurze Zeit — erreicht. Daher rührt der größere Dampf-

verbrauch gegenüber den bei Laboratoriumsversuchen u. U. erreichbaren Zahlen.

Übrigens wirkt auch die Tatsache, daß die Pumpe mit Naßdampf arbeitet, auf den Dampfverbrauch ungünstig ein.

Die Pumpen waren im normalen Betrieb stets in Ordnung und bei den Standproben wurde ihrem Zustand eine ganz besondere Aufmerksamkeit gewidmet.

### Zusammenstellung 4.

| | Knorr-Apparat | | A. C. F. I.-Apparat, Type RM | | Friedmann-Apparat, Type LF | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer |
| Mittlere Gesamtarbeit am Zughaken des Tenders . . . . t | 555720 | 556858 | 548606 | 560800 | 477520 | 473698 |
| Mittlere nutzbare Leistung am Zughaken des Tenders . . . . PS | 424 | 423 | 418 | 423 | 366 | 364 |
| Mittlere effektive Leistung am Radkranz der Triebräder . . $PS_e$ | 496 | 495 | 489 | 495 | 432 | 427 |
| Mittlere Belastung . t | 802 | 811 | 792 | 799 | 810 | 812 |
| Mittlere Fahrgeschwindigkeit . . km/Std. | 42,6 | 42,6 | 42,6 | 42,3 | 43,3 | 43,1 |
| Tenderwasser-Verbrauch für . . . . . 1 PS | 11,10 | 11,75 | 11,50 | 10,08 | 12,35 | 11,30 |
| Tenderwasser-Verbrauch für . . . . . 1 $PS_e$ | 9,550 | 10,020 | 9,817 | 9,272 | 10,436 | 9,639 |

### Zusammenstellung 5.

Standprobe mit dem Knorr-Apparat
Daten für die Speisepumpe

| | |
|---|---|
| 1. Stündlich aus dem Tender gespeistes Wasser . . | 5550 kg |
| 2. Anzahl der stündlichen Kolbenhübe der Pumpe . | 1050 |
| 3. Mit jedem Kolbenhub gespeistes Wasser . . . . | 5,26 kg |
| 4. Liefermenge für Kolbenhub . . . . . . . . | 7,10 l |
| 5. Mittlerer volumetrischer Wirkungsgrad der Pumpe $R = 100 \cdot \frac{5,26}{7,18}$ . . . . . . . . . . . . . | 73,5 % |
| 6. Stündlicher Dampfverbrauch der Pumpe . . . . | 233 kg |
| 7. Mittlerer Dampfverbrauch für 100 kg gespeistes Tenderwasser . . . . . . . . . . . . . | 4,20 kg |

### 2. A.C.F.I.-Vorwärmer.

Um die rückgewonnene Abdampfmenge festzustellen, wurden während der Fahrt Messungen vorgenommen, die es ermöglichten, diese Frage auf folgende Weise zu lösen:

Sieht man von unbedeutenden Wärmeverlusten ab, so ergibt sich folgende Gleichung:

$$(1 + P_s) \cdot t_2 = t_0 + C_s \cdot P_s; \quad P_s = \frac{t_2 - t_0}{C_s - t_2}$$

Die mittleren Versuchswerte waren:

$t_2 = 91^0$ C, $t_0 = 14^0$ C, $C_s = 642$ kcal bei $108^0$ C und 1,2 ata.

Daraus ergibt sich $P_s = 0,14$. In besonderen Fällen wurde als Maximum von $P_s = 0,158$, als Minimum $P_s = 0,106$ festgestellt.

Der Dampfverbrauch der Speisepumpe wurde mit stehender Lokomotive wie beim Knorr-Apparat bestimmt.

Bei einer sechsstündigen Probe ergaben sich folgende Mittelwerte:

### Zusammenstellung 6.

Standprobe mit dem A. C. F. I.-Apparat, Type RM

| | |
|---|---|
| 1. Stündlich aus dem Tender gespeistes Wasser . | 4490 kg |
| 2. Stündliche Verdampfung, angenommen mit 4490 + 0,14 . 4490 . . . . . . . . . . . . | 5120 kg |
| 3. Anzahl der stündlich einfachen Kolbenhübe . . | 1490 |
| 4. Von der Kaltwasserpumpe mit jedem Kolbenhub gespeistes Tenderwasser, abzüglich des heißen Überlaufwassers, das durch das Saugrohr zurückkommt . . . . . . . . . . . . . . . | 3,05 kg |
| 5. Von der Heißwasserpumpe mit jedem Kolbenhub in den Kessel gedrücktes Wasser . . . . . . | 3,43 kg |
| 6. Liefermenge für 1 Hub der Heiß- und Kaltwasserpumpe: d = 166, s = 230 mm . . . . . | 4,67 l |
| 7. Frischdampfverbrauch für den Betrieb der Pumpe in der Stunde, gemessen vor dem in der Speiseleitung befindlichen Dampftrockner . . . . . | 201 kg |
| 8. Mittlerer volumetrischer Wirkungsgrad der Heißwasserpumpe, $R = 100 \cdot \frac{3,43}{4,67}$ . . . . . . . . . | 73,4 % |
| 9. Mittlerer Frischdampfverbrauch für 100 kg gespeistes Tenderwasser . . . . . . . . . . | 4,49 kg |
| 10. Mittlerer Frischdampfverbrauch für 100 kg verdampftes Wasser . . . . . . . . . . . . | 3,93 kg |

### 3. Abdampfinjektor, Bauart Friedmann.

Die Standproben wurden mit dem Abdampfinjektor in de gleichen Weise durchgeführt wie mit den beiden anderen Vo wärmern. Festgestellt wurden die Größen: $C_v$, $C_s$, $t_2$, $t_v$, $x_v$, t $x_v$ wurde mit Hilfe eines Rateau-Apparates bestimmt. Ferne wurde die stündliche Tenderwassermenge $Q_t$ und die stünd liche Frischdampfmenge $Q_v$ gemessen.

Die im Druckwasser enthaltene Wärme ist $t \cdot (Q_t + Q_v + Q$ während die dem Abdampfinjektor zuströmende Wärme durc $Q_t \cdot t_0 + Q_v \cdot C_v + Q_s \cdot C_s$ ausgedrückt ist. Von unwesen lichen Wärmeverlusten abgesehen, ergibt sich:

$$t_2 (Q_t + Q_v + Q_s) = Q_t \cdot t_0 + C_v \cdot Q_v + C_s \cdot Q_s,$$

woraus $Q_s$ zu bestimmen ist.

$$Q_s = \frac{t_2 (Q_t + Q_v) - t_0 Q_t - C_v \cdot Q_v}{C_s - t_2}$$

In der Zusammenstellung 7 sind die Werte $\frac{Q_v}{Q_t} = P$ und $\frac{Q_s}{Q_t} = P_s$ als mittlere Werte von drei Messungen von j drei Stunden Dauer angegeben.

Schon aus Zusammenstellung 4 war zu ersehen, daß d erzielte mittlere Leistung bei gleicher Belastung und G schwindigkeit für den Abdampfinjektor geringer war als f die Vorwärmer mit Pumpen. Nun zeigt auch Zusamme stellung 8, daß der Kohlenverbrauch je Arbeitseinheit bei d Pumpenvorwärmern annähernd gleich, für den Abdam injektor aber weniger günstig erscheint. Diese auffallen Differenz ist auf die Jahreszeit, in der die Versuchsfahrt stattfanden, zurückzuführen. Es ist bekannt, daß in d warmen Jahreszeit die Zugwiderstände geringer sind; e Umstand, der für den Abdampfinjektor ungünstig ist, w einer geringeren Leistung ein geringerer Abdampfdruck e spricht. Während bei den Pumpen-Vorwärmern der Einfl des Abdampfdruckes nicht von entscheidender Bedeutung i nimmt die im Abdampfinjektor verwertete Abdampfmen mit dem Druck desselben ab. Es war deshalb wichtig, bei d Proben die Gewißheit zu erhalten, daß der Friedmann-Abdam injektor Klasse LF auch bei geringer Arbeitsleistung d Lokomotive noch mit bedeutendem Vorteil arbeitet.

Zusammenstellung 7.

| Standprobe mit dem Abdampfinjektor Friedmann, Klasse LF Nr. 9 | Gegendrücke des Abdampfes in kg/cm² | | |
|---|---|---|---|
| | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| 1. Gespeiste Tenderwassermenge in der Stunde . . . . . . . . . . $Q_t$ | 4770 kg | 6050 kg | 7700 kg |
| 2. Mittlere Tenderwassertemperatur $t_0$ | 18° | 19° | 19° |
| 3. Mittlere Temperatur im Druckrohr der Speiseleitung . . . . . . . $t_2$ | 84° | 91° | 89° |
| 4. Mittlere Speisezeit in der Stunde . | 39′ | 50′ | 59′30″ |
| 5. Frischdampfverbrauch in der Stunde . . . . . . . . . . $Q_v$ | 305 kg | 320 kg | 340 kg |
| 6. Mittlere Feuchtigkeit des Frischdampfes $Q_v$, gemessen nach dem Entnahmeventil . . . . . . . | 0,951 | 0,943 | 0,940 |
| 7. Temperatur $t_s$ des Abdampfes $T_s$ | 108° | 112° | 116° |
| 8. Je Stunde verwerteter Abdampf . | 320 kg | 480 kg | 630 kg |
| 9. Je Stunde gespeistes Wasser $Q_t + Q_s$ | 5090 kg | 6530 kg | 8330 kg |
| 10. In einer Minute der effektiven Speisezeit verwerteter Abdampf . | 8,2 kg | 9,4 kg | 10,6 kg |
| 11. Wert $\frac{100\,Q_s}{Q_t}$ . . . . . . . $P_s$ | 6,70 | 7,95 | 8,20 |
| 12. Wert $\frac{100\,Q_v}{Q_t}$ . . . . . . . $P_v$ | 6,40 | 5,30 | 4,42 |
| 13. Wert $(P_v + P_s) \cdot 100$ . . . . . . | 13,10 | 13,25 | 12,62 |
| 14. Wert $\frac{P_s}{1 + P_v + P_s} \cdot 100$ . . . . | 5,94 | 7,05 | 7,25 |
| 15. Wert $\frac{P_v}{1 + P_v + P_s} \cdot 100$ . . . . | 5,66 | 4,68 | 3,92 |
| 16. Wert $\frac{P_v + P_s}{1 + P_v + P_s} \cdot 100$ . . . . | 11,62 | 11,73 | 11,17 |

### 6. Brennstoffersparnis.

#### a) Prüfung der Ergebnisse.

Zusammenstellung 8.

| | Knorr-Apparat | | A. C. F. I.-Apparat, Type RM | | Friedmann-Apparat, Type LF | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer |
| Mittlerer Kohlenverbrauch auf 1 Fahrstunde . . . . kg | 661 | 615 | 662 | 622 | 604 | 565 |
| Mittlerer Kohlenverbrauch je m² Rostfläche und Stunde kg | 236 | 220 | 234 | 222 | 216 | 202 |
| Mittlerer Kohlenverbrauch . . . kg/km | 15,5 | 14,45 | 15.5 | 14,7 | 14.0 | 13,12 |
| Mittlerer Kohlenverbrauch f. d. PS-Stunde am Zughaken . kg | 1,555 | 1,450 | 1.580 | 1,470 | 1,640 | 1,555 |
| Mittlerer Kohlenverbrauch f. d. PS-Stunde am Radkranz d. Triebräder d. Lokomotive kg | 1,333 | 1,241 | 1,356 | 1,260 | 1,400 | 1,325 |
| Mittlere Kohlenersparnis die mit den Probeapparaten erreicht wurde . . . . . . | 6,9% | | 7,08% | | 5,35% | |
| Jahreszeit in der die Proben ausgeführt wurden . . . . . | Frühling | | Herbst | | Sommer | |
| Mittlere Tenderwassertemperatur im Tender | 13,5° | 14° | 13° | 13° | 18° | 19° |
| Mittlere Temperatur im Druckrohr des Kessels | — | 92° | — | 91° | — | 79,5° |

Ein anderer, für jede Art Vorwärmer ungünstiger Umstand, die höhere Temperatur des Tenderwassers, muß gleichfalls bei Beurteilung der Ergebnisse in Betracht gezogen werden. Je wärmer das Tenderwasser ist, desto weniger Wärme kann zurückgewonnen werden. Bei den Versuchsfahrten mit dem Abdampfinjektor war das Wasser um 5 bis 6° C wärmer als bei den Versuchen mit den anderen Vorwärmern; es konnten also von etwa 706 kcal um 5 bis 6 kcal weniger aufgenommen werden, woraus eine Verringerung des Wärmerückgewinnes um nahezu 1% folgt.

Alles zusammengenommen ergeben sich für die mit den Probeapparaten erzielten Kohlenersparnisse folgende Ziffern:

Vorwärmer mit Pumpe Bauart Knorr . . . 7%,
Vorwärmer mit Pumpe A.C.F.I., Type R.M.. 7%,
Abdampfinjektor Bauart Friedmann, Klasse LF 6%.

#### b) Thermische Bilanz.

Gleichzeitig mit den Proben wurden Messungen vorgenommen, um deren Richtigkeit sicherzustellen.

##### 1. Knorr-Vorwärmer.

Die Menge des Abdampfes, die zur Erwärmung des Speisewassers verbraucht wird, läßt sich unmittelbar messen. Der den Vorwärmer erreichende Abdampf wurde in einem Behälter gesammelt, wo Temperatur und Volumen des Kondensates bestimmt wurden. Die mittleren Werte der Messungen von drei Zugsgarnituren sind aus Zusammenstellung 9 ersichtlich.

Zusammenstellung 9.
Knorr-Vorwärmer
Mittlere Betriebsdaten des Vorwärmers

| | | Anmerkungen |
|---|---|---|
| 1. Verdampftes Wasser, abzüglich der Wasserverluste . . | 24320 kg | $t_i$ gemessen am Einströmrohr zu den Zylindern, |
| 2. Aus dem Abdampf kondensiertes Wasser . . . . . | 3550 kg | $t_s$ gemessen im Ausströmrohr vor dem Blasrohr, |
| 3. Verhältnis zwischen kondensiertem und verdampftem Wasser . . . . . . . . | 0,146 | $t_c$ gemessen beim Ausfließen aus dem Kondensator, |
| 4. Durchschnittliche Temperatur des überhitzten Dampfes bei der Admission $t_i$ . . . | 260° | $t_a$ gemessen im Druckrohr d. Speisepumpe vor dem Rückschlagventil. |
| 5. Durchschnittliche Temperatur des Abdampfes $t_s$ . . . | 106° | Die Ablesungen wurden in festgesetzten Intervallen und bei jeder Änderung der Betriebsverhältnisse der Lokomotive oder der Speisepumpe vorgenommen. Sodann wurde aus den gefundenen Werten durch graphische Integration das Mittel gezogen. |
| 6. Durchschnittliche Temperatur des im Vorwärmerkasten kondensierten Wassers $t_c$ . | 90° | |
| 7. Durchschnittliche Temperatur des Kesselspeisewassers $t_a$ | 92° | |
| 8. Durchschnittliche Temperatur des Tenderwassers $t_0$ . | 14° | |

Auf Grund der mittleren Daten der obigen Tabelle war es möglich, eine annähernde Wärmebilanz wie folgt aufzustellen:

1. In 1 kg Admissionsdampf von $t_i = 260$ und $p_v = 11,5$ kg/cm² sind $C_i = 704$ kcal enthalten.

2. Im Admissionsdampf enthaltene Wärme
$$C_i = 704 \times 24320 = 17\,200\,000 \text{ kcal.}$$

3. Aus dem Abdampf rückgewonnene Wärme
$$C_s = 24320 \times (92-14) = 1\,900\,000 \text{ kcal.}$$

4. Das Verhältnis $\frac{C_s}{C_i} = \frac{1,9 \times 10^6}{17,2 \times 10^6} = 0,1105.$

5. In 1 kg Abdampf von 1,2 ata und 105° enthaltene Wärme $C_s = 643$ kcal.

6. In dem aus dem Kondensator abgeleiteten Abdampf enthaltene Wärme $C_s = 3550 \times (643-90) = 1970000$ kcal.

7. Der thermische Wirkungsgrad des Oberflächenvorwärmers beträgt somit $\frac{1,9 \cdot 10^6}{1,97 \cdot 10^6} = 0,965$.

Das Verhältnis $\frac{100\, C_s}{C_l} = 11,05$ zwischen der rückgewonnenen und der erzeugten Wärme stellt den gesamten thermischen Nutzen des Vorwärmers für den Kessel dar, von dem der Wärmeverbrauch der Pumpe abzuziehen ist.

Für 100 kg erzeugten Kesseldampf wurden $4,20 \times 645 =$ 2710 kcal aufgewendet, d. h. die Pumpe verbraucht:

$$\frac{100 \times 2710}{704\,(100 - 4,20) + 4,20 \times 645} = 3,86\,\%.$$

Die mit dem Apparat erreichte reine Wärmeersparnis beträgt folglich 11,05 bis 3,86 %, d. i. 7,19 %, die mit der im vorhergehenden Abschnitt angegebenen gut übereinstimmt.

2. A.C.F.I.-Vorwärmer.

Aus den Fahrproben (Zusammenstellung 10) und den Standproben (Zusammenstellung 6) kann man die thermische Bilanz des Apparates wie folgt aufstellen:

1. In 1 kg Admissionsdampf sind bei $t_l = 262^0$ und $p_v = 11,4$ kg/cm², $C_l = 704$ kcal enthalten.

2. Verdampftes Wasser (verbrauchte Tenderwassermenge, vermehrt um die rückgewonnene Abdampfmenge) $Q = 22460 + 0,132 \times 22460 =$ kg 25420.

3. Die im Admissionsdampf enthaltene Wärme $C_l = 25420 \times 704 = 17900000$.

4. Rückgewonnene Abdampfmenge $Q_s =$ kg 2960.

5. In 1 kg Abdampf von 1,2 ata und 105⁰ enthaltene Wärme $C_s = 643$.

6. Aus dem Abdampf rückgewonnene Wärme $2960 \times 643 = 1910000$ kgcal.

7. Das Verhältnis $\frac{100\, C_s}{C_l} = 10,7\,\%$.

Von der Ersparnis von 10,7 % ist auch in diesem Falle der Verbrauch der Pumpe abzuziehen.

Für 100 kg erzeugten Kesseldampf wurden $3,93 \times 645$ d. i. 2540 kcal aufgewendet, wobei der von der Pumpe verbrauchte Dampf als Naßdampf (Feuchtigkeit 0,95) angenommen wurde.

Der größere Wärmeverbrauch war folglich

$$\frac{100 \times 2540}{704\,(100 - 3,93) + 3,93 \times 645} = 3,55\,\%.$$

Die thermische Bilanz des A.C.F.I.-Apparates, Type RM, zeigt somit eine reine Ersparnis von 10,7 — 3,55 d. i. 7,15 %, welche ebenfalls mit den bei den Fahrproben erzielten Werten gut übereinstimmt.

3. Abdampfinjektor Bauart Friedmann Klasse, LF.

Die Geschwindigkeit des aus einer Düse ausströmenden Dampfes hängt vom Dampfzustand vor und hinter der Düse und von der Düsenform ab.

Um den zuströmenden Dampf mit der jeweiligen Höchstgeschwindigkeit aus der Düse eintreten zu lassen, müßte sich die Form der Düse entsprechend dem schwankenden Kessel- bzw. Abdampfdruck verändern. Eine solche Konstruktion ist technisch undurchführbar. Die Düsen haben daher eine „mittlere" Form, die den Injektor befähigen, innerhalb der im Lokomotivbetrieb gegebenen Grenzen einwandfrei zu arbeiten.

Die Düse erzeugt infolgedessen nicht immer die den verschiedenen Drücken entsprechenden Höchstgeschwindigkeiten $V_v$ bzw. $V_s$, sondern viel niedrigere. Um die (Abschnitt 3b) angegebenen Formeln anzuwenden, müßte ein, den verschiedenen Werten von $p_v$ und $p_s$ entsprechender Beiwert $\frac{1}{u}$ eingeführt und lange Berechnungen durchgeführt werden, die sich durch folgende angenäherte aber praktisch ausreichende Rechnung vermeiden lassen.

Aus den Standproben (s. Zusammenstellung 7) ist ersichtlich, daß bei 1,2 ata Abdampfdruck 8,2 kg Abdampf in der Minute effektiver Speisezeit verwertet wurde. Die Speisedauer

Zusammen-

Durchschnitts-Ergebnisse der Vergleichs-Proben zwischen Vorwärmern und normalem Injektor auf der

| Datum (1925) | Proben mit | Speisung mit | Belastung P | Fahrzeit, abzüglich der Aufenthalte T | Mittlere Geschwindigkeit V | Gesamtarbeit am Zughaken A | Mittlere Zugkraft am Zughaken $Z_u$ | Mittlere Leistung am Zughaken $N_u$ | Während der Fahrt bei offenem Regler: Länge der Strecke L | Fahrzeit T | Mittlere Geschwindigkeit V | Mittlere Zugkraft $Z_u$ | Mittlere Leistung am Zughaken $N_u$ | Verhältnis zwischen der indizierten Leistung und der Leistung am Zughaken m | Mittlere, effektive Leistung am Radkranz $N_e$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| | | | t | Sek. | km/Std. | kgm | kg | PS | km | Sek. | km/Std. | kg | PS | | PS |
| 9. II. bis 7. IV. | Knorr (Lokomotive 740.448) | normalem Injektor | 802 | 17 603 | 42,7 | 559 706 000 | 2680 | 424 | 193,3 | 15 330 | 45,5 | 2900 | 486 | 1,135 | 574 |
| | | Vorwärmer . . . | 811 | 17 581 | 42,9 | 556 858 000 | 2675 | 423 | 193,4 | 15 237 | 45,9 | 2880 | 487 | 1,131 | 571 |
| | | normalem Injektor | 510 | 18 722 | 40,5 | 508 720 000 | 2470 | 363 | 145,5 | 11 330 | 46,3 | 3500 | 597 | 1,21 | 675 |
| | | Vorwärmer . . . | 515 | 17 655 | 42,6 | 484 680 000 | 2327 | 362 | 146,1 | 11 258 | 46,7 | 3370 | 584,7 | 1,21 | 730 |
| 12. X. bis 27. X. | A.C.F.I. (Lokomotive 740.124) | normalem Injektor | 795 | 17 570 | 42,6 | 548 606 000 | 2667 | 422 | 193,9 | 15 626 | 45,2 | 2852 | 478 | 1,13 | 562 |
| | | Vorwärmer . . . | 799 | 17 694 | 42,3 | 560 000 000 | 2700 | 423 | 194,3 | 15 353 | 45,3 | 2880 | 489 | 1,13 | 573 |
| 22. VI. bis 14. VIII. | Friedmann (Lokomotive 740.081) | normalem Injektor | 810 | 17 316 | 43,3 | 477 520 000 | 2262 | 367 | 193,8 | 15 310 | 45,5 | 2460 | 417 | 1,13 | 491 |
| | | Vorwärmer . . . | 812 | 17 416 | 43,1 | 473 698 400 | 2277 | 364 | 193,7 | 15 085 | 46,4 | 2440 | 418 | 1,13 | 494 |

betrug 9650″, woraus sich ein Abdampfrückgewinn von $8{,}2 \cdot \frac{9650}{66} = 1320$ kg ergibt. Bezogen auf den Gesamt-Dampfverbrauch (19900 kg) ergibt sich 6,18 %.

Der rückgewonnene Dampf mit $t_s = 106^0$ C und $p_s = 1{,}2$ ata, enthält 634 kcal, der vom Überhitzer entnommene Dampf $t_v = 263^0$ C $p_v = 12{,}5$ atü enthält 706 kcal, woraus sich die Wärmeersparnis mit 5,55 ergibt, ein Wert, der ebenfalls mit den Mittelwerten der Fahrproben gut übereinstimmt.

Der Umstand, daß die Speisezeit (9650″) beträchtlich kürzer war als die Fahrzeit mit offenem Regler (15080″), d. h. nur 64 % betrug, wirkte ungünstig auf die Menge des verwerteten Abdampfes. Hier äußerte sich der Einfluß der aus Zusammenstellung 8 ersichtlichen hohen Tenderwassertemperatur (durchschnittlich 19° C, maximal 23° C). Je höher die Temperatur des zufließenden Wassers ist, eine desto größere Menge Wasser ist erforderlich, um den zum Injektorbetrieb notwendigen Dampf zu kondensieren. Der Injektor kann in einem solchen Fall nicht mit seiner Mindestliefermenge arbeiten, die Liefermenge wird höher als der Verbrauch im Kessel, d. h. der Injektor muß dann abgestellt werden, trotzdem der Regler noch offen ist.

Einer größeren Liefermenge entspricht aber auch eine niedrigere Druckwassertemperatur, weil die zuströmende Frischdampf- und Abdampfmenge konstant ist. Obwohl oft eine Wassertemperatur von 90° C erreicht wurde, betrug die durchschnittliche Temperatur nur 79,5°. Rechnet man davon die Temperatur des Tenderwassers (19° C) ab, so bleibt eine Erwärmung um 60,5 kcal, von denen 39 dem Abdampf, 21,5 dem Frischdampf entnommen sind.

Hätte der Abdampfinjektor — so wie die Pumpenvorwärmer — während der ganzen Fahrzeit mit offenem Regler gespeist, müßte der Rückgewinn an Abdampf $6{,}18 \frac{15080}{9650} = 9{,}7$ % betragen.

**7. Vergleich der Probeergebnisse mit den Ersparnissen im normalen Betrieb.**

Um zuverlässige Vergleiche zwischen zwei verschiedenen Lokomotivgruppen ziehen zu können, müssen folgende Umstände in Rechnung gezogen werden, deren Vernachlässigung Bewertungsfehler verursachen würde:

a) Der Kohlenverbrauch einer Lokomotive wird immer einschließlich des Verbrauches für Anfeuern und Stationieren festgestellt. Gelegentliche Ersparnisse oder Verluste können auf Betriebsursachen zurückzuführen sein, die, wie z. B. Änderung des Turnus, mit der Lokomotive und dem Probeapparat nichts zu tun haben.

b) Zugverspätungen, die einen größeren Kohlenverbrauch verursachen, können bedeutende Differenzen zur Folge haben und die Ergebnisse wesentlich beeinflussen.

c) Zahl und Dauer der Aufenthalte des Zuges sind von bedeutendem Einfluß. Die untenstehende Zusammenstellung 10 zeigt, daß bei einem Zug mit sechs bis sieben Aufenthalten und einem solchen mit 30 Aufenthalten (s. Knorr-Proben, Spalte 37) auf derselben Strecke und bei gleichen übrigen Verhältnissen, der Brennstoffverbrauch 0,0153 bzw. 0,0220 je Brutto-Tonnenkilometer (Spalte 35) beträgt, d. h. um 43 % variiert.

d) Die am Ende einer Betriebsperiode auf dem Tender verbleibende Brennstoffmenge, die erst in der nächstfolgenden Periode verbraucht wird, kann einen mehr oder weniger hohen Anteil des mittleren Verbrauches darstellen.

e) Instandhaltungszustand der Lokomotive und insbesondere Genauigkeit und Geschicklichkeit des Maschinenpersonals spielt eine bedeutende Rolle.

Ein zuverlässiger Vergleich zwischen wenigen Lokomotiven und auf kurze Zeit bezogen ist nicht möglich. Nur wenn die Lokomotiven den gleichen Dienst versehen, wenn eine größere Anzahl Lokomotiven in langer Betriebszeit beobachtet wird, können die Fehler sich ausgleichen und auf ein Maß verringern, das praktisch vernachlässigt werden darf.

stellung 10.

Strecke Bologna—Rogoredo und zurück. Tatsächliche Länge 208 km, virtuelle Länge (Durchschnitt) 209,5 km.

| | | | Verbrauchtes Tenderwasser | | | | | | | | Verbrauchte Kohle | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Angenäherte, indizierte Leistung während der gesamten Fahrt | Arbeit der Lokomotive in Brutto-Tonnen-Kilometern | Arbeit der Lokomotive in Brutto-Tonnen-Kilometern | Gesamtverbrauch abzügl. d. Verluste und abzügl. d. Verbrauches für die Dampfheizung | für den wirklichen Kilometer | für 1 PS-Stunde am Zughaken | für die efektive PS-Stunde | für 1 Fahrstunde | für 1 m² Heizfläche und Stunde | für den Netto-Tonnen-Kilometer | für 1 Brutto-Tonnen-Kilometer | desgl. abzügl. Anfeuern, Stationierung und Dampfheizung | für 1 wirklichen Kilometer | für 1 PS-Stunde am Zughaken | für die effektive PS-Stunde | für 1 Fahrstunde | für 1 m² Rostfläche und Stunde | für 1 Netto-Tonnen-Kilometer | für 1 Brutto-Tonnen-Kilometer | Verdampfungsziffer | Anzahl der Anfahrten |
| $N_i$ | A | A′ | A′ | $a_r$ | $a_u$ | $a_e$ | $a_t$ | $a_s$ | $a_\sigma$ | $a_{\sigma'}$ | C′ | $c_r$ | $c_u$ | $c_e$ | $c_t$ | $c_s$ | $c_\sigma$ | $c_{\sigma'}$ | $\frac{A}{C}$ | |
| 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 |
| PS | virt.ton. km | virt.ton. km | Liter | | | | | | | | Kilogramm | | | | | | | | | |
| 496 | 168 015 | 211 443 | 23 100 | 111,0 | 11,1 | 9,55 | 4720 | 31,6 | 0,138 | 0,1095 | 3235 | 15,5 | 1,555 | 1,333 | 661 | 286 | 0,0192 | 0,0153 | 7,15 | 5,83 |
| 496 | 171 227 | 215 545 | 24 320 | 112,0 | 11,75 | 10,02 | 4975 | 32,5 | 0,1415 | 0,1130 | 3000 | 14,45 | 1,450 | 1,241 | 615 | 220 | 0,0175 | 0,01395 | 8,10 | 7,15 |
| 453 | 106 562 | 149 990 | 23 725 | 113,4 | 12,60 | 10,15 | 4560 | 29,8 | 0,222 | 0,158 | 3300 | 15,9 | 1,74 | 1,40 | 633 | 226 | 0,0309 | 0,0220 | 7,20 | 30,5 |
| 454 | 107 890 | 151 320 | 23 800 | 111,4 | 13,8 | 10,70 | 4870 | 30,7 | 0,220 | 0,157 | 3185 | 15,4 | 1,80 | 1,43 | 650 | 232 | 0,0293 | 0,0211 | 7,75 | 30,8 |
| 469 | 166 212 | 209 630 | 23 470 | 112 | 11,5 | 9,817 | 4850 | 31,2 | 0,140 | 0,1115 | 3251 | 15,5 | 1,58 | 1,356 | 667 | 238 | 0,0193 | 0,0153 | 7,23 | 4 |
| 495 | 167 495 | 210 923 | 22 460 | 108,4 | 10,96 | 9,272 | 4593 | 30,1 | 0,1357 | 0,1070 | 3060 | 14,7 | 1,47 | 1,273 | 626 | 222 | 0,0184 | 0,0145 | 7,35 | 4 |
| 432 | 169 267 | 212 756 | 21 778 | 105 | 12,29 | 10,436 | 4511 | 29,5 | 0,129 | 0,103 | 2916 | 14,0 | 1,64 | 1,400 | 604 | 216 | 0,0172 | 0,0137 | 7,42 | 4,5 |
| 427 | 171 026 | 215 149 | 19 900 | 95 | 11,3 | 9,639 | 4110 | 26,9 | 0,116 | 0,0925 | 2733 | 13,1 | 1,534 | 1,325 | 565 | 202 | 0,0160 | 0,0127 | 7,30 | 5 |

Da die Möglichkeit bestand, eine genügend große Anzahl von Lokomotiven, die mit Knorr-Apparaten versehen waren, zu beobachten, wurden diese mit anderen Maschinen gleicher Type verglichen, die aus dem gleichen Heizhaus (Ancona) stammten, denselben Dienst versahen, den gleichen Brennstoff erhielten und sich im gleichen Instandhaltungszustand befanden, jedoch mit normalen Injektoren gespeist wurden.

Die Ergebnisse waren folgende:

1. Gesamt-Brennstoffverbrauch von mit Knorr-Vorwärmern ausgerüsteten neun Stück Lokomotiven in den Jahren 1924 und 1925 11816000 t, Gesamtleistung dieser Lokomotiven 4500141 Brutto-Hekto-tkm, ergibt im Durchschnitt 2,62 t je Brutto-Hekto-tkm.

2. Gesamt-Brennstoffverbrauch von mit normalen Injektoren ausgerüsteten neun Stück Lokomotiven in den Jahren 1924 und 1925 11438350 t, Gesamtleistung dieser Lokomotiven 4192059 Brutto-Hekto-tkm, ergibt im Durchschnitt 2,72 t je Brutto-Hekto-tkm.

Es ergibt sich aus der Differenz $2,72-2,62=0,10$ eine Ersparnis von 3,68 %.

Wenn man die Gesamtersparnis nur auf den Kohlenverbrauch während der Fahrt bezieht, der bei den Maschinen der italienischen Staatsbahnen rund 0,75 des Gesamtverbrauches ist, wäre die erzielte Ersparnis $\frac{3,68}{0,75}=4,9\,\%$.

Der Unterschied zwischen dieser Zahl und der bei den Proben erhaltenen ist vorwiegend darauf zurückzuführen, daß die normalen Züge von Ancona wesentlich mehr Aufenthalte haben als die Probezüge, daß die Druckwassertemperaturen in Ancona stark schwankten und vor allem, daß das Maschinenpersonal weit weniger exakt arbeitet als der die Proben ausführende Ingenieur.

## 8. Vergleich der Rentabilität der verschiedenen Vorwärmer.

### a) Einfluß der Haltestellen-Entfernung.

Zusammenstellung 11, in der die wichtigsten Daten der Hauptzusammenstellung enthalten sind, zeigt, daß bei Zügen mit kurzer Entfernung der Haltestellen der Brennstoffverbrauch bei Verwendung von Pumpenvorwärmern vergrößert wird. Infolge kurzer Speisezeit bei offenem Regulator und stark wechselnder Feuerführung wird bei dieser Zugstype der Dampfverbrauch der Pumpe größer als der erreichte Wärmerückgewinn.

Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die Brennstoffersparnis mit zunehmender Entfernung der Haltestellen steigt. In Abb. 6 sind als Abszissen die Entfernungen der Haltestellen aufgetragen, als Ordinaten die Ersparnisse (Verhältniswerte), die Kurve N entspricht den einzelnen Werten der Koordinaten für einen bestimmten Vorwärmer.

Für Anheizen, Stationieren usw. werden rund 25 % des Gesamtverbrauches an Brennmaterial benötigt, so daß sich der in Rechnung kommende Verbrauch während der Fahrt in der Kurve $N'=\frac{N}{1+0,25}$ darstellt. Instandhaltungskosten, Verzinsung und Tilgung des Vorwärmers sind konstant und werden durch die Linie LM (in v. H. der Kohlenersparnis) ausgedrückt. Bei C bis $C_0$ sind diese Ersparnisse gleich Null, da sie von den Kosten aufgezehrt werden; die Strecke O bis $C_0$ stellt somit jene Entfernung der Haltestellen dar, bei deren Überschreitung erst der Vorwärmer effektive Ersparnisse ergibt. Je kleiner die Gesamtkosten des Vorwärmers sind (s. L' bis M') um so kleiner wird jene Entfernung der Haltestellen, bei der sich der Vorwärmer bezahlt macht, d. h. je billiger der Vorwärmer ist, für desto mehr Zuggattungen eignet er sich.

### b) Einfluß des jährlichen Kohlenverbrauches.

Von noch größerer Wichtigkeit für die Rentabilität des Vorwärmers ist der jährliche Kohlenverbrauch der Lokomotive.

Die Spesen, die ein Vorwärmer verursacht, bleiben konstant, aber je kleiner der jährliche Kohlenverbrauch ist, desto ungünstiger wird das Verhältnis der Ersparnisse zu den jährlichen Gesamtunkosten des Apparates. Ein bestimmter Vorwärmer kann sich nur bei einem bestimmten Mindestverbrauch lohnen.

In Abb. 7 erscheint als Abszisse der jährliche Gesamtkohlenverbrauch, als Ordinate die erzielten Ersparnisse. Die zur Abszissenachse parallele Linie LM zeigt die konstant bleibenden Spesen eines teueren, die Linie L'M' die eines billigeren Vorwärmers. Selbst wenn die Brutto-Ersparnisse des Vorwärmers, der der Linie LM entspricht, nach dem v. H.-Satz größer sind als die des billigeren, werden die Netto-Ersparnisse (S) bei Zügen mit großem Kohlenverbrauch nur unbedeutend größer sein, als die Ersparnisse (S') des Vorwärmers, der der Linie L'M' entspricht.

Jedoch bei einem kleinen Kohlenverbrauch (etwa weniger als 300 t jährlich) sind die Netto-Ersparnisse des teureren Vorwärmers bereits Null, während der billigere Vorwärmer noch Netto-Ersparnisse entsprechend der Strecke x liefert.

So wie bei Abb. 6 zeigt sich auch hier, daß das Anwendungsgebiet eines Vorwärmers um so größer wird, je niedriger (bei gleichen v. H.-Sätzen der Ersparnisse) die Anschaffungs- und

Zusammenstellung 11.

Linie Bologna - Rogoredo. Versuche mit dem Knorr-Vorwärmer.

| | Ohne Zwischenstationen | | Mit allen Zwischenstationen | |
|---|---|---|---|---|
| | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer | Normales Speisen | Speisen mit Vorwärmer |
| Mittlere Zugbelastung | 802 | 811 | 510 | 515 |
| Mittlere Fahrgeschwindigkeit | 42,6 | 42,6 | 40,3 | 42,6 |
| Geleistete Arbeit am Zughaken | 559720000 | 556858000 | 508720000 | 484680000 |
| Durchschnittliche Leistung am Zughaken in PS | 424 | 423 | 363 | 362 |
| Effektive mittlere Leistung am Radkranz des Triebrades $PS_e$ | 496 | 495 | 453 | 454 |
| Dampfverbrauch/PS-Stunde | 9,55 | 10,02 | 10,15 | 10,70 |
| Kohlenverbrauch/PS-Stunde | 1,333 | 1,241 | 1,40 | 1,43 |
| Verdampfungsziffer $\frac{A}{C}$ | 7,15 | 8,10 | 7,20 | 7,46 |
| Anzahl der Anfahrten | 6,15 | 7,15 | 30,5 | 30,8 |
| Anzahl der Haltestellen | 2 | 2 | 32 | 33 |
| Mittlere Entfernung zwischen zwei aufeinander folgenden Aufenthalten km | 104 | 104 | 6,05 | 6,3 |

Instandhaltungskosten sind. Mit Apparaten, die der Linie L'M' entsprechen, können auch kleinere Lokomotiven ausgerüstet werden, für die teuere Vorwärmer nicht mehr in Betracht kommen.

### c) Einfluß des Vorwärmer-Gewichtes.

Eine Einschränkung der Anwendbarkeit eines Vorwärmers, die nicht übersehen werden darf, kann unter Umständen das Gewicht des Apparates sein. Bei einer Lokomotive mittlerer Leistung (ca. 1000 PS) wiegt ein Vorwärmer mit Pumpe samt Rohren u. dergl. 2000 kg, d. i. rund 3% des Dienstgewichtes.

Diese Mehrbelastung hat nicht nur eine höhere Beanspruchung des Triebwerkes zur Folge, es ist oft nicht möglich, das Gewicht in geeigneter Weise auf die Achsen der Lokomotive zu verteilen. Eine geringe Gewichtsvermehrung kann manchmal genügen, um eine Maschine, die auf wichtigen Linien gerade noch zugelassen war, von diesen auszuschließen.

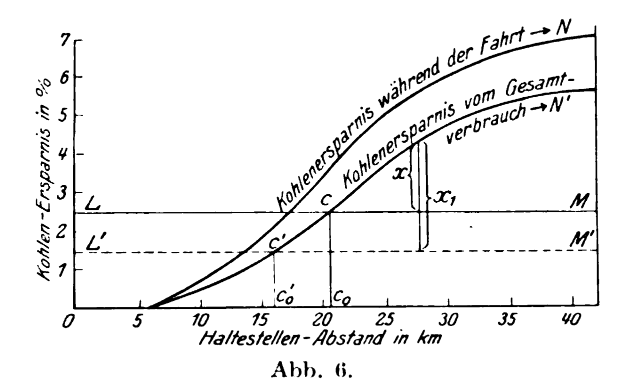



Abb. 6.

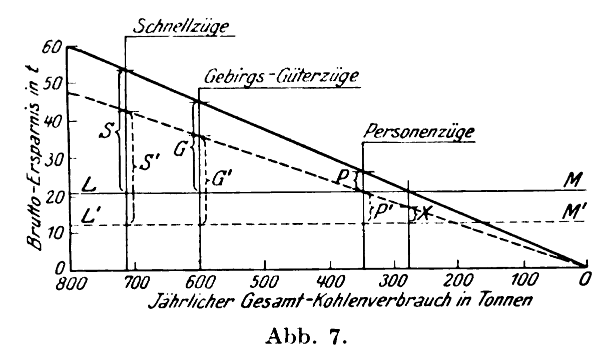



Abb. 7.

Die meisten neuen italienischen Lokomotiven für schwere Züge befinden sich an dieser Gewichtsgrenze, so daß es nicht möglich ist, schwere Vorwärmertypen anzubringen.

### 9. Ausmaß der wirklich erreichbaren Vorteile.

Vom Gesamtkohlenverbrauch der Lokomotive müssen rund 30% für Anfeuern, Stationieren, Dampfheizung und Bremsluftpumpe gerechnet werden, d. h. also für Zwecke, bei denen ein Wärmerückgewinn nicht möglich ist; vom verbleibenden Rest sind außerdem noch die Beträge für Anschaffung bzw. Tilgung sowie für die Instandhaltung des Vorwärmers abzuziehen.

Die jährlichen Zinsen der Anschaffungskosten des Vorwärmers und der entsprechende Tilgungsbetrag hängt von der Lebensdauer des Apparates ab. Dieser Betrag kann, je nach dem Preis des Apparates, 20 bis 35% der Ersparnisse betragen und kann höchstens um den Betrag für einen normalen Injektor vermindert werden, wenn dieser durch den Vorwärmer wirklich erspart wird.

In die Instandhaltungsspesen des Apparates sind auch die entsprechenden Zinsen- und Tilgungsbeträge der Lagerhaltung der Ersatzteile einzurechnen. Die Höhe dieses Betrages hängt von der Konstruktion des Apparates ab und es ist leicht einzusehen, daß eine Pumpe mit vielen beweglichen Teilen mehr Ausbesserungskosten und Ersatzteile erfordert als ein gewöhnlicher Injektor. Für Apparate mit Pumpe werden diese Spesen mit 3% vom Anschaffungspreis angenommen.

Aus den Proben ergab sich, daß der Abdampfinjektor, Bauart Friedmann, die geringsten Instandhaltungskosten verursachte.

### 10. Schlußfolgerungen.

Durch die Versuche wurde festgestellt:

a) In bezug auf Brennstoffersparnis sind alle Vorwärmer mit Pumpen gleichwertig.

b) Die teilweise Reinigung des Wassers ist bei den in Italien vorherrschenden Wasserarten ohne Bedeutung*).

c) Die Erhöhung des Dampfverbrauches, also auch des Wasserverbrauches für die Knorr-Pumpe beträgt 5%, die Brennstoffersparnis 7%.

d) Der effektive Gesamtrückgewinn an Abdampf, also Wasserersparnis, beim Einspritzvorwärmer A.C.F.I., Type RM beträgt 5,5%, die Brennstoffersparnis 7%.

e) Der effektive Gesamtrückgewinn an Abdampf, also Wasserersparnis, beim Abdampfinjektor Bauart Friedmann beträgt 7,65%, die Brennstoffersparnis 6%.

f) Die Pumpenvorwärmer verursachen eine Gewichtsvermehrung der Lokomotiven um 2 t, so daß es oft nicht möglich ist, dieses Gewicht unterzubringen, ohne daß die Maschine vom Verkehr auf vielen Linien dadurch ausgeschlossen ist.

g) Die Gewichtsvermehrung durch den Abdampfinjektor ist praktisch bedeutungslos.

Vom technischen und ökonomischen Standpunkt aus folgt dann:

1. Beide Pumpenvorwärmer sind praktisch gleichwertig.
2. Der Nutzen eines Vorwärmers überhaupt ist beschränkt auf Schnellzüge und Gebirgszüge, bei denen die Maschine während der Fahrt mit offenem Regler gespeist werden muß, sinkt aber in anderen Fällen und kann sich bei Zügen mit vielen Aufenthalten auf Null vermindern und sogar negative Werte ergeben.
3. Infolge des Gewichtes wird das Anwendungsgebiet beschränkt.
4. Für die einzelnen Apparate im besonderen ergibt sich:
   a) daß der A.C.F.I.-Apparat, Type RM, eine Heiß- und Kaltwasserpumpe verwendet, nur um eine gute Reinigung des Wassers zu erzielen, die praktisch unbedeutend ist,
   b) daß der Knorr-Apparat viel einfacher ist, aber teuerer,
   c) daß der Friedmann-Abdampfinjektor trotz geringerer thermischer Leistung den Pumpen-Apparaten vorzuziehen ist, teils infolge geringer Anschaffungs- und Unterhaltungskosten, teils des geringen Gewichtes wegen.

Schließlich sei noch bemerkt, daß bei den Italienischen Staatsbahnen seit Beendigung der hier besprochenen Proben die Abdampfinjektoren im normalen Betrieb in größerem Maßstabe weiter erprobt werden.

*) Dasselbe wurde bei den mit Frischdampf arbeitenden Wasserreinigern festgestellt.

# Absteckungsarbeiten für den Gleisvorbau mit maschinellen Hilfsmitteln.

Von Oberlandmesser **Diekmann** in Elberfeld.

Hierzu Tafel 1.

Für den Gleisvorbau mit maschinellen Hilfsmitteln müssen die Absteckungsarbeiten mit besonderer Sorgfalt ausgeführt werden; denn ihre mehr oder minder große Genauigkeit wirkt fördernd oder hemmend auf den Fortgang der Arbeit ein. (Vergleiche dazu den Aufsatz: Gleisumbau mit maschinellen Hilfsmitteln. Von Reichsbahnoberrat Bach in Heft 4, Jahrgang 1927 dieser Zeitschrift.)

Bislang unterblieb in den engeren Kurven der maschinelle Vorbau auf Schwellenbänken, vielmehr verlegte man dort von Hand. Die Wirtschaftlichkeit des maschinellen Vorbaues wird aber bedeutend gehoben, wenn es gelingt, auch durch die engsten Kurven die Joche mit dem Kran zu verlegen, erst recht in einer Gegend, in der sich Kurve an Kurve reiht. Der maschinelle Vorbau auf Schwellenbänken durch die Kurven gelingt aber dann, wenn die Joche schon auf dem Montageplatz gebogen werden. Dabei müssen die Stöße dieser gekrümmten Joche, auf Grund einer vorher auszuführenden genauen Berechnung, so montiert werden, daß sie trotz der Differenzschienen und der Verschiedenartigkeit der Halbmesser immer genau aneinander passen. Außerdem müssen dann noch die Schwellen genau nach dem Mittelpunkt eingestellt werden. Diese Lage der Schwellen in den gekrümmten Jochen ist n o t w e n d i g, u m d i e K r ü m m u n g f e s t z u h a l t e n. Wie aus Abb. 5, Taf. 1 ersichtlich ist, werden dadurch Trapeze aneinandergereiht, die die Krümmung bestimmen und infolge der Verschraubung festhalten. Wenn die Verkürzung der Schwellenentfernungen an der inneren Fahrschiene auch nur ganz gering ist, so genügt sie doch, um bei fester Verschraubung unbedingte Gewähr dafür zu geben, daß sich die Joche nicht wieder grade biegen, wenn sie mit dem Kran gehoben werden.

Im folgenden soll gezeigt werden, wie die Anzeichnung an den Lehrschienen und an den Jochen auf dem Montageplatz, nach Berechnung vor sich gehen muß, wenn der maschinelle Vorbau auf Schwellenbänken durch die Kurven glatt vonstatten gehen soll.

Der maschinelle Vorbau soll ohne Nacharbeit durch Stopfen und Höherziehen das Gleis schon in der endgültig richtigen Lage festlegen. Die Absteckungsarbeiten sind nun dieser Forderung anzupassen. In den Geraden bietet das keine Schwierigkeiten. Anders ist es dagegen in den Kurven.

Die Schwierigkeiten dabei sind schnell aufgezeigt. Die Überhöhung der Lehrschienen, auf denen die Schwellenkästen hängen, die zur Herstellung der Schwellenbänke dienen, ist eine andere wie die der Fahrschienen, und zweitens sind die Abstände der Stöße und der Schwellenmitten auf den beiden Lehrschienen verschieden und auch verschieden von den entsprechenden Entfernungen auf den fertigen Jochen.

Aus Abb. 4, Taf. 1 ist zu erkennen, daß die Überhöhung der äußeren Lehrschiene um den doppelten Betrag b größer ist, als die Überhöhung der äußeren Fahrschiene. Die innere Lehrschiene ist nämlich um denselben Betrag tiefer als die innere Fahrschiene zu legen, wie die äußere Lehrschiene höher liegen muß als die äußere Fahrschiene. Die Gesamtüberhöhung der äußeren Lehrschiene gegenüber der inneren ist also $a + 2b$, wenn a die für das Gleis vorgeschriebene Überhöhung ist.

Aus Abb. 5, Taf. 1 ist zu erkennen, daß die Entfernungen von Stoß zu Stoß und von Schwellenmitte zu Schwellenmitte auf der äußeren Lehrschiene größer, auf der inneren Lehrschiene kleiner sind als die entsprechenden Entfernungen auf der äußeren Fahrschiene. Alle Absteckungen für die Stöße und Schwellenmitten müssen auf die äußere Fahrschiene bezogen werden, weil sie allein die normale Länge hat, während die inneren Fahrschienen in den Kurven verkürzt sind. Wie noch gezeigt werden soll, braucht bei den Absteckungen auf den Lehrschienen keine Rücksicht auf die Differenzschienen genommen zu werden, das geschieht bei der Montage der Joche, vielmehr ist die Absteckung immer so zu machen, daß die Stöße und die Schwellenmitten genau radial verlaufen.

Rechenarbeiten für die Absteckungen an den Lehrschienen lassen sich durch Benutzung der beigedruckten Nomogrammtafel (Abb. 1, Taf. 1) ganz vermeiden.

Um die Überhöhung der Lehrschienen zu ermitteln, benutzt man die Teilungen I und II und den Punkt 0. Verbindet man den Punkt 0 mit der für eine bestimmte Kurve vorgeschriebenen Überhöhung auf Teilung I, so schneidet diese grade Verbindungslinie (die durch einen gespannten Faden oder einen auf durchsichtigem Pauspapier gezogenen Strich dargestellt werden kann) auf der Teilung II das Maß b ab, um das die innere Lehrschiene tiefer und die äußere Lehrschiene höher liegen muß als die zugehörige Fahrschiene. Ist z. B. für das Gleis eine Überhöhung von 80 mm vorgeschrieben, so wird an II als Maß abgelesen 47 mm. Die innere Lehrschiene muß also 47 mm tiefer liegen, als der Höhenpfahl oder ein anderes Kennzeichen (Nachbargleis) angibt. Die Überhöhung der äußeren Lehrschiene über der inneren ist dann insgesamt $80 + 47 + 47 = 174$ mm.

Werden die Lehrschienen auf diese Art verlegt, dann hat das spätere fertige Gleis genau die vorgeschriebene Höhenlage. Wenn noch ein Sackmaß zu berücksichtigen ist, so muß das zum Höhenpfahl hinzugefügt werden. Bei gewalzter Bettung genügt ein Sackmaß von 20 mm. Die Gesamtüberhöhung von der inneren zur äußeren Lehrschiene muß immer das vorgeschriebene Maß $a + 2b$ behalten.

Nachdem die Lehrschienen auf Höhe gelegt sind, müssen sie in den Kurven genau gerichtet werden. Das Richten geschieht mit Hilfe der vorhandenen Achsabsteckung. Im Direktionsbezirk Elberfeld sind dafür in Abständen von etwa 20 m Kurvensteine vorhanden, die auch gleichzeitig die Höhenlage anzeigen. Das Richten der Lehrschienen in den Kurven ist schwieriger, als das Richten des Gleises selbst, weil die Lehrschienen leichter sind, losere Unterlage haben und sich daher leichter wieder verschieben. Es ist gut, wenn in bestimmten Abschnitten die Krümmung mit Hilfe einer Schnur überprüft wird. An den Teilungen III und IV der Nomogrammtafel kann die Durchbiegung (Pfeilhöhe) für einen 15 m langen Abschnitt abgelesen werden. Den Halbmessern der Teilung *III* stehen in Teilung IV die zugehörigen Pfeilhöhen für einen 15 m langen Abschnitt genau gegenüber. Beim Halbmesser 400 m liest man z. B. gegenüber 71 mm Pfeilhöhe ab.

Um die Forderung zu erfüllen, daß die Stöße und die Schwellenmitten genau radial liegen sollen, benutzt man die Teilungen III und V und die Punkte J und A.

Zieht man den Faden vom Halbmesser auf Teilung III über den Punkt A zur Teilung V, so kann man hier am Schnitt des Fadens mit der Teilung das Maß in mm ablesen, um das die Stoßentfernung auf der äußeren Lehrschiene verlängert werden muß. Bei Halbmesser 400 m z. B. um 32 mm. Führt man den Faden von demselben Halbmesser über den Punkt J, so schneidet der Faden auf Teilung V das Maß ab, um welches die Stoßentfernung verkleinert werden muß. Beim Halbmesser 400 m ergibt das z. B. 87 mm.

Für die Absteckung an den Lehrschienen muß dieselbe Latte benutzt werden, die auf dem Montageplatz für die Herstellung der Joche verwendet worden ist. Eine Latte also von 15 m Länge, die gleichzeitig um den Betrag der Stoßlücken (Wärmelücke) vergrößert ist, und auf der die Schwellen-



einteilung eingesägt ist. Die einzelnen Schwellenmitten werden numeriert, z. B. beim Reichsoberbau von 1 bis 24. Durch die Verlängerung der Latte um die Stoßlücke wird erreicht, daß man beim Anzeichnen nicht immer Rücksicht auf die Wärmelücke zu nehmen braucht.

Am Beginn der Kurve müssen die Stöße rechtwinklig zueinander liegen. Man wird also mit einem Holzwinkel den ersten Stoß herüberwinkeln. Auf der äußeren Lehrschiene fügt man nun zu der am ersten Stoß bündig angelegten Latte das auf Teilung V über A abgelesene Maß mit dem Zollstock hinzu und erhält so den nächsten Stoß. Auf der inneren Lehrschiene verfährt man ebenso, nur daß das auf V über J abgelesene Maß vom Ende der Latte abgezogen werden muß. Diese jetzt so bezeichneten Stöße liegen genau im Halbmesser gegenüber und ihre Verbindungslinie geht über das Ende der äußeren Fahrschiene. Die Rechtwinkligkeit könnte mit einem großen Holzwinkel geprüft werden. Das Herüberwinkeln in den Kurven hat aber nur dann wirklich den Wert einer Kontrolle, wenn die Lehrschienen genau in Richtung liegen; andernfalls ist es zwecklos. Man wird bald feststellen, daß das Herüberwinkeln in den Kurven ungenauer ist, als das Anzeichnen durch Messung nach der vorbeschriebenen Art. Man tut darum gut, zunächst eine Anzahl von Längen auf beiden Lehrschienen anzuzeichnen, und dann erst durch Herüberwinkeln zu prüfen, ob ein grober Fehler bei der Messung unterlaufen ist.

Nun sollen aber nicht nur die Stöße, sondern alle Schwellenbänke genau im Halbmesser liegen. Daher sind die Differenzlücken auf der äußeren und inneren Lehrschiene über alle Schwellenmitten zu verteilen. Auch hier kann die Rechnung vermieden werden, wenn man sich die Schwellenmitten auf Millimeterpapier aufzeichnet und durch Tuschestriche darstellt, wie es auf Abb. 2, Taf. 1 angedeutet ist. Die Schwellen sind hier von 1 bis 24 numeriert. Die Stoßschwellen bleiben von der Austeilung frei, sie liegen beim Reichsoberbau immer 120 mm von der Stoßmitte entfernt. Das Verteilungsmaß für die anderen Schwellen liest man an einem Faden ab, den man vom Punkte a zu dem Punkte über b zieht, der die Gesamtausteilung anzeigt. Sind z. B. wie beim Halbmesser 400 m auf der äußeren Lehrschiene 32 mm auszuteilen, so zieht man den Faden von a nach dem Punkte 32 mm über b und kann nun bei den einzelnen Schwellen die Teilmaße als Abstände des Fadens von der Grundlinie a b in Millimetern ablesen. Um diese Maße sind dann die Abstände der Schwellen vom Stoße zu verlängern. Man stellt sich die Austeilmaße am besten vorweg in einer kleinen Hilfstabelle für die Arbeit auf dem Bauplatze zusammen.

Die Arbeit des Anzeichnens geht nun so vor sich, daß die Latte bündig an dem Maß z. B. auf der äußeren Lehrschiene angelegt wird. Die Latte hat Einschnitte für die Schwellenmitten, wie sie an der äußeren Fahrschiene verteilt sein müssen. Mit einem Zollstock wird nun bei jeder Schwellenmitte das dieser Schwelle entsprechende Maß hinzugefügt, und erst dort wird auf der Lehrschiene der Strich für die Schwellenmitte gemacht. Die Numerierung der Schwellen auf der Latte erleichtert die Übersicht sehr. Das Maß, das zu den einzelnen Schwellenmitten hinzugefügt werden muß, wird natürlich von Schwelle zu Schwelle größer. Macht man die Absteckung auf der inneren Lehrschiene, so sind die für diese Schiene ermittelten Maße von den einzelnen Schwellenmitten abzuziehen.

Auf die abgesteckten Schwellenbänke müssen die Schwellen der auf dem Montageplatz fest verschraubten Joche genau passen. Dabei tritt als selbstverständlich die Forderung auf, daß die Joche gebogen sein müssen, und daß die Schwellen genau im Halbmesser liegen. Die Erfahrung hat in Elberfeld gezeigt, daß die gebogenen Joche ihre Krümmung beibehalten, auch wenn sie durch den Kran gehoben werden.

Die Durchbiegung der 15 m langen Schiene kann mit Hilfe der Teilungen III und IV sofort festgestellt werden, wie oben bei den Lehrschienen beschrieben ist. Die Schwelleneinteilung der äußeren Fahrschiene kann von der Latte sofort mit Buntstift auf den Schienenkopf übertragen werden. Nur für die Anzeichnung der Schwellenmitten auf der inneren Fahrschiene sind einige Überlegungen notwendig, weil ja nur Paßschienen von 14,96/92/88 m Länge zur Verfügung stehen, und nicht aber die zu jedem Halbmesser genau passenden.

Jedem Halbmesser entspricht eine bestimmte Verkürzung der inneren Fahrschiene. Diese Sollverkürzung muß in jedem Falle ermittelt werden, damit man von vornherein angeben kann, um wie viele mm die Differenzschiene gegenüber dem Sollbetrage zu kurz oder zu lang ist; denn um diesen Betrag muß der erste Stoß der inneren Fahrschiene beim nächsten Joche gleich aus dem Winkel montiert werden, damit dieses Joch beim Vorbau auch genau an das vorhergehende paßt.

Mit Hilfe der Teilungen III und V und des Punktes F ermittelt man das Maß, um das die innere Fahrschiene kürzer sein müßte als die äußere, wenn die Stöße genau rechtwinklig zueinander liegen sollen. Beim Halbmesser 400 m macht diese Verkürzung z. B. 54 mm aus.

Mit Hilfe dieses Maßes könnte man sich schon die Verschiebungen aus der radialen Richtung berechnen, die der erste Stoß der inneren Fahrschiene bei jedem Joch erfahren muß, und den Montageplan danach aufstellen. Aber durch die Vorschrift, daß vor den Kurven Übergangsbogen einzubauen sind, deren Krümmungshalbmesser von $\infty$ bis zum Halbmesser des Kreises stetig abnehmen, wird die Sache verwickelter. An jeder Stelle des Übergangsbogens ist der Krümmungshalbmesser nämlich ein anderer, und infolgedessen sind auch die Verkürzungen der inneren Fahrschiene an jeder Stelle anders, ebenso wie auch die Entfernungen der Schwellenmitten sich stetig ändern. Die Übergangsbogen sind bis zu 80 m lang und werden vielleicht noch länger werden, und die Verschiedenheit der Verkürzungen in diesem Bogenteil ist sehr beträchtlich, jedenfalls so groß, daß sie beim Bau der Joche nicht vernachlässigt werden dürfen.

Den Forderungen der Praxis genügt es nun, die Übergangsbogen entsprechend der Jochlänge in Abschnitte von 15 m Länge zu zerlegen, für die Mitten dieser Abschnitte die Krümmungshalbmesser zu bestimmen und diese dann für die ganze Jochlänge anzunehmen. Diesen Krümmungshalbmessern der Jochmitten entsprechen dann wiederum bestimmte Verkürzungen, die ermittelt und in Rechnung gestellt werden müssen, um die Forderung nach radialer Lage der Schwellen im Übergangsbogen einigermaßen zu erfüllen und den Unterschied zwischen der tatsächlich vorhandenen Verkürzung durch die Differenzschiene und der errechneten ermitteln zu können.

Angenommen, es beginne 5 m vor dem Anfang eines Übergangsbogens ein neues Joch. Dann liegt das Joch noch 10 m im Übergangsbogen, und die Mitte dieses Joches ist 2,5 m vom Übergangsbogenanfang entfernt. Die Abstände der Mitten der folgenden Joche vom Übergangsbogenanfang sind nacheinander 17,5; 32,5; 47,5; 62,5; 77,5. Der Übergangsbogen soll 80 m lang sein. Für die Punkte 2,5, 17,5 usw. des Übergangsbogens sind nun die Krümmungshalbmesser zu bestimmen. Das geschieht mit Hilfe der Abb. 6, Taf. 1. Zu dem Zwecke zieht man auf durchsichtigem Pauspapier ein Weiserkreuz (zwei rechtwinklig sich kreuzende Striche). Den einen Strich führt man auf der x-Teilung über die soeben ermittelten Maße 2,5; 17,5 usw. und bei der Teilung auf a über die Länge des Übergangsbogens. In unserem Falle also immer über 80. Nun muß der senkrecht zu diesem Strich verlaufende Kreuzbalken soweit verschoben werden, daß er durch den Halbmesser der Kurve, in unserem Falle also durch 400, auf der r-Teilung geht. Dabei muß die Richtung über x und a bestehen bleiben,

dann zeigt die Verlängerung des Balkens, der durch den Halbmesser geht, auf der Teilung R den Krümmungshalbmesser des Übergangsbogens an, den er beim Punkte a, also bei 2,5; 17,5 usw. hat. Die Ergebnisse schreiben wir in Formblatt 1. Für die Halbmesser ermittelt man sich auf besonderem Blatt, auch tabellarisch, die Verlängerung der äußeren und die Verkürzung der inneren Lehrschiene, sowie die Verkürzung der inneren Fahrschiene. Das Formblatt soll dazu dienen, die Maße zu ermitteln, die für den Bauplan notwendig sind. Aus dem nun folgenden Beispiel ist der Gang der Rechnung ohne weiteres ersichtlich. (Hierzu die Stationierungsskizze Abb. 3, Taf. 1.)

Formblatt 1.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Des Übergangsbogens | | Soll Verkürzung der inneren Fahrschiene | | | | Haben Durch die innere Schiene tatsächlich erreichte Verkürzung | Soll weniger Haben | |
| Joch | Abszissen | Krümmungshalbmesser | pro Joch | insgesamt | Verkürzungsstufen | Schienenlänge | | 5 bis 8 | Pfeilhöhe |
| Nr. | m | m | mm | mm | | | mm | mm | mm |
| 1 | — | — | — | — | — | — | - | — | — |
| 2 | 2,5 | ∞ | 0 | 0 | 0 | 15,00 | — | — | 0 |
| 3 | 17,5 | 1800 | 12 | 12 | 0 | 15,00 | + 0 | + 12 | 16 |
| 4 | 32,5 | 1000 | 22 | 34 | 1 | 14,96 | 40 | — 6 | 28 |
| 5 | 47,5 | 700 | 31 | 65 | 2 | 96 | 80 | — 15 | 40 |
| 6 | 62,5 | 550 | 39 | 104 | 3 | 96 | 120 | — 16 | 51 |
| 7 | 77,5 | 400 | 54 | 158 | 4 | 96 | 160 | — 2 | 70 |
| 8 | — | 400 | 54 | 212 | 5 | 96 | 200 | + 12 | 70 |
| 9 | — | 400 | 54 | 266 | 7 | 14,92 | 280 | — 14 | 70 |
| 10 | 75,5 | 450 | 48 | 314 | 8 | 96 | 320 | — 6 | 63 |
| 11 | 60,5 | 550 | 39 | 353 | 9 | 96 | 360 | — 7 | 51 |
| 12 | 45,5 | 750 | 29 | 382 | 10 | 96 | 400 | — 18 | 38 |
| 13 | 30,5 | 1100 | 20 | 402 | 10 | 15,00 | 400 | + 2 | 26 |
| 14 | 15,5 | 2100 | 10 | 412 | 10 | 15,00 | 400 | + 12 | 14 |
| 15 | 0,5 | ∞ | 0 | 408 | 10 | 00 | 400 | + 8 | 0 |
| 16 | — | ∞ | 0 | 404 | 10 | 00 | 400 | + 4 | 0 |
| 17 | — | ∞ | 0 | 400 | 10 | 00 | 400 | 0 | 0 |

In Spalte 5 wird durch fortlaufende Addition der Zahlen der Spalte 4 die Gesamtverkürzung ausgerechnet, die die innere Fahrschiene bis zum Ende des betreffenden Joches haben **sollte**. Dividiert man also die Zahlen der Spalte 5 durch 40, so erhält man in dem auf ganze Zahlen abgerundeten Quotienten die Zahl, die angibt, wie viele Verkürzungsstufen bis zu jedem Joch eingebaut werden müssen, wodurch sich wiederum die Länge der Differenzschienen ergibt. Beträgt der Zuwachs in Spalte 6 von einer Zeile zur andern 1, so wird eine 96er Schiene eingebaut, beträgt er 2 (wie z. B. von Joch 8 nach 9) so wird eine 92er Schiene verwendet. Nachdem man in Spalte 7 die entsprechenden Schienenlängen eingetragen hat, addiert man in Spalte 8 fortlaufend die tatsächlich erreichte Verkürzung. Jn Spalte 9 wird nun die Differenz zwischen Soll und Haben eingetragen. Die Zahlen der Spalte 9 geben also an, um wie viele mm der Endstoß der inneren Fahrschiene des betreffenden Joches aus dem rechten Winkel ragt. Das Zeichen + bedeutet dabei ein Überstehen, das Zeichen — ein Zurückbleiben im Sinne des Vorbaues. Nach diesen Maßen müssen die Jochanfänge montiert werden, und zwar muß z. B. bei Joch 4 der Anfangsstoß der inneren Schiene 12 mm nach vorn in Richtung des Vorbaues aus dem Winkel geschoben werden, weil am Ende des Joches 3 die innere Schiene 12 mm übersteht. Im Montageplan, Formblatt 2, schreibt man daher diese Zahlen immer eine Zeile weiter zum nächsten Joch. Der Montageplan sieht nun so aus:

Formblatt 2. Bauplan.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Joch | Schienenlänge | Radius | Verkürzung der inneren Schiene | Verschiebung des Anfangsstoßes | Pfeilhöhe | Spurerweiterung | Innere Fahrschiene liegt |
| Nr. | m | m | mm | mm | mm | mm | |
| 1 | 15,00 | ∞ | 0 | 0 | 0 | — | |
| 2 | 00 | ∞ | 0 | 0 | 0 | — | |
| 3 | 00 | 1800 | 12 | 0 | 16 | 3 | rechts |
| 4 | 14,96 | 1000 | 22 | + 12 | 28 | 6 | „ |
| 5 | 96 | 700 | 31 | — 6 | 40 | 9 | „ |
| 6 | 96 | 550 | 39 | — 15 | 51 | 12 | „ |
| 7 | 96 | 400 | 54 | — 16 | 70 | 15 | „ |
| 8 | 96 | 400 | 54 | — 2 | 70 | 15 | „ |
| 9 | 14,92 | 400 | 54 | + 12 | 70 | 15 | „ |
| 10 | 96 | 450 | 48 | — 14 | 63 | 15 | „ |
| 11 | 96 | 550 | 39 | — 6 | 51 | 12 | „ |
| 12 | 96 | 750 | 29 | — 7 | 38 | 9 | „ |
| 13 | 15,00 | 1100 | 20 | — 18 | 26 | 6 | „ |
| 14 | 00 | 2100 | 10 | + 2 | 14 | 3 | „ |
| 15 | 00 | ∞ | 0 | + 12 | 0 | — | „ |
| 16 | 00 | ∞ | 0 | + 8 | 0 | — | „ |
| 17 | 00 | ∞ | 0 | + 4 | 0 | — | „ |
| 18 | 00 | ∞ | 0 | 0 | 0 | — | „ |

Zu Spalte 5 dieses Montageplans sei noch einmal wiederholt: das Vorzeichen + bedeutet eine Verschiebung der inneren Schiene nach vorn, das Vorzeichen — eine Verschiebung nach rückwärts, alles im Sinne des Vorbaues.

Mit Hilfe der Sollverkürzung aus Spalte 4 wird die Schwelleneinteilung auf der inneren Fahrschiene so vorgenommen, daß die Schwellen radial zu liegen kommen. Um das zu erreichen, verfährt man folgendermaßen. Ist z. B. das Joch 9 zu montieren, so legt man die 15 m lange Holzlatte mit der Schwelleneinteilung so auf die 92er Schiene, daß die Latte 12 mm über den Anfangsstoß zurückreicht. Die Sollverkürzung beträgt 54 mm (Spalte 4), diese muß auf die einzelnen Schwellenmitten verteilt werden. Mit Hilfe der auf Millimeterpapier gezeichneten Schwellenverteilung (Abb. 2, Taf. 1) ermittelt man für die Schwellen 1 bis 24 die entsprechenden Reduktionsmaße 0, 2, 5, 7, 9, 12, 14, 16 usw. Diese Millimeterzahlen müssen nun auf der Holzlatte von jeder Schwellenmitte nach rückwärts abgesetzt, also abgezogen werden, und erst bei dieser Stelle wird der Strich auf den Schienenkopf gemacht, der dann die richtige Schwellenmitte anzeigt. Auf der äußeren Fahrschiene sind die Schwellenmitten von der Holzlatte ohne Reduktion zu übertragen. Wenn nun die Schwellen genau so verlegt werden, wie sie angezeichnet sind, die Durchbiegung der Schiene mit Hilfe der Zahlen in Spalte 6 vollzogen wird und die Schrauben fest angezogen werden, dann hält das Joch fest, weil sich durch die Trapezbildung von Schwellenmitte zu Schwellenmitte ein festes Gefüge ergibt, das nicht gegeneinander verschoben werden kann.

Die Stoßschwellen werden nicht an die Joche geschraubt, sondern von Hand auf die Schwellenbänke gelegt, so lange die Lehrschienen noch stehen; sie dienen als Richtpunkte für den Vorbau.

Der maschinelle Gleisvorbau nach den vorstehenden Ausführungen ist in Elberfeld in jüngster Zeit ausgeführt worden und es hat sich gezeigt, daß der maschinelle Vorbau auf diese Art glatt und ohne Aufenthalt auch durch die Kurven vor sich geht, weil die gekrümmten Joche jetzt genau aneinander passen.

# Der Bauzug der Reichsbahndirektion Essen.

Von Reichsbahnbauführer **Rensinghoff,** Witten.

Hierzu Tafel 2.

Die Reichsbahndirektion Essen entschloß sich im vergangenen Jahre für eine Streckenbauabteilung einen Wohnzug herrichten zu lassen, dem gleichzeitig Wagen zur Aufnahme und Beförderung der Gerätschaften und Maschinen, wie sie bei neuzeitlichen Oberbauarbeiten in so zahlreichem Maße Verwendung finden, beigegeben werden sollten.

Der „Bauzug" stellt keine Neuerung dar. Bereits vor dem Kriege haben in einzelnen Direktionen derartige Züge bestanden. Das in den letzten Jahren unter dem Druck der Verhältnisse auf allen Gebieten des Eisenbahnbetriebes erzwungene Streben nach erhöhter Wirtschaftlichkeit, ergab auch für die Oberbauerneuerung die Notwendigkeit, alle zur wirtschaftlichen Ausführung des Streckenumbaues geeigneten Mittel anzuwenden. So wurde von einer Reihe von Direktionen der Gedanke der Schaffung von Bauzügen in Erkenntnis der Vorteile, die sie zu bieten vermögen, neu aufgegriffen.

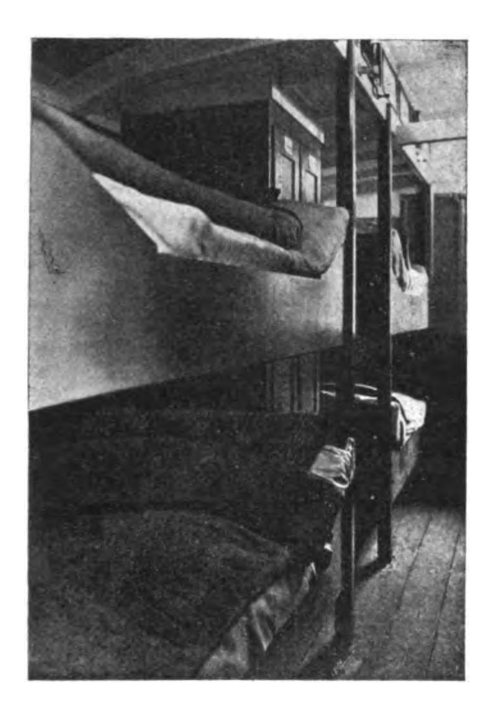


Abb. 1. Schlafraum des Mannschaftswagens.

Seine Verwendung ist überall da von Nutzen, wo in ländlichen Gegenden größere Streckenumbauten vorzunehmen sind, und in den örtlichen Bahnmeistereien nicht genügend tüchtige Arbeitskräfte zur Verfügung stehen. Dort ist es durch Einsatz starker geschulter Kolonnen bei bester Ausnutzung der Arbeitszeit möglich, die Leistungen zu steigern, und damit die Umbauzeit zu verkürzen.

Den Auftrag zur Herrichtung des Bauzuges bekam das Reichsbahn-Ausbesserungswerk Witten. Räume und Einrichtungen des Zuges sollten ohne Aufwendung großer Mittel, wohnlich gestaltet werden um den Bewohnern für die Zeit ihrer Abwesenheit von Haus eine einigermaßen zufriedenstellende Unterkunft zu geben.

Für Mannschaften, Rottenführer und Bahnmeister sind je besondere Wagen hergerichtet worden. Jeder Wagen ist in Schlaf- und Wohnraum unterteilt. Im Schlafraum eines Mannschaftswagen sind acht Betten, je zwei übereinander, aufgestellt, dazu acht Kleiderschränke (Textabb. 1 und Abb. 6, Taf. 2). Die Betten sind längs den Seitenwänden angeordnet, die sämtlichen Seitenfenster sind durch Holzfüllungen ersetzt. Die Oberlichter und das Türfenster geben dem Raum hinreichend Licht. Der Schlafraum kann sowohl vom Wohnraum als auch von der angrenzenden Endbühne aus betreten werden. Die Betten haben Patentmatratzen und dreiteilige Seegraspolster. Die Einrichtung des Wohnraumes besteht aus einem langen Tisch, einer Bank, einer Anzahl Schemel und einem Ofen für Kohlenfeuerung. Im Rottenführerwagen (Abb. 7,

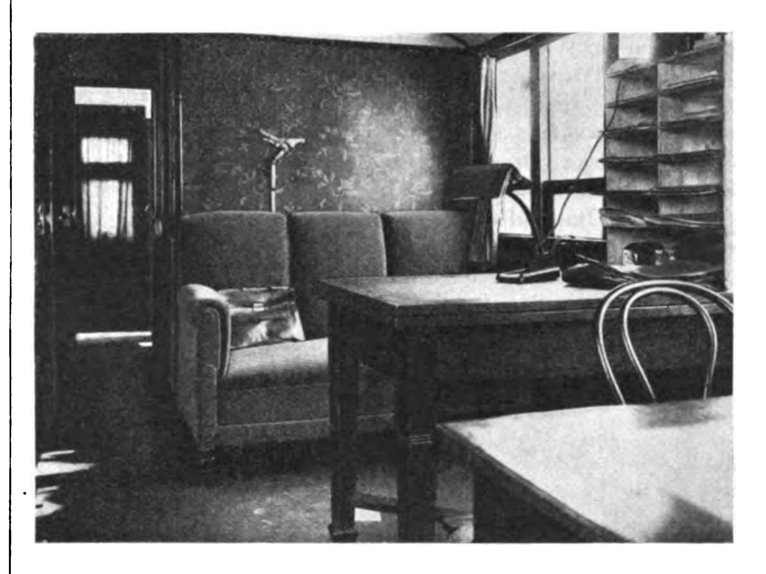


Abb. 2. Wohn- und Arbeitsraum des Bahnmeisters.

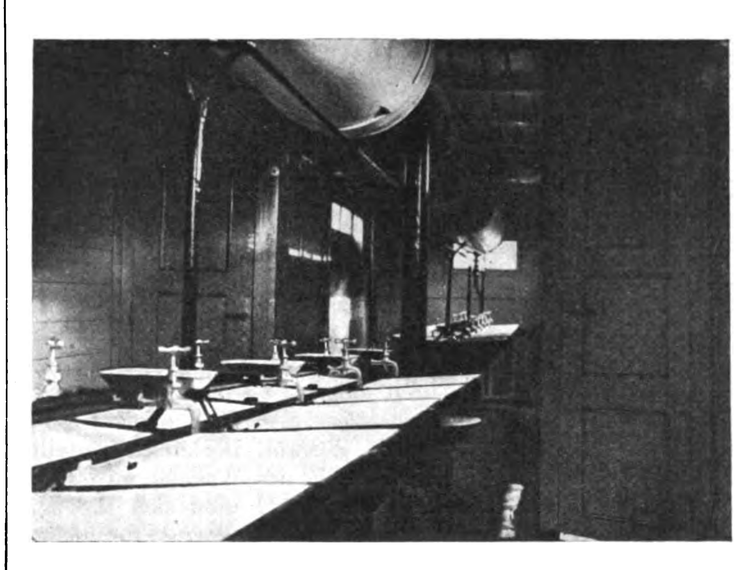


Abb. 3. Waschwagen.

Taf. 2), in dem auch der Schreiber wohnt, ist der kleinere Raum Schlaf- und der größere Wohnraum. Hier sind im Schlafraum auch Waschbecken angebracht. Wasser wird in Kannen vorrätig gehalten. Zum kurzen Ausruhen ist im Wohnraum an einer Seitenwand eine lange Liegebank — für zwei Mann ausreichend — aufgestellt. Die sechs Mannschafts- und der Rottenführerwagen sind ausgemusterte zweiachsige 4.-Klassewagen mit Endbühnen.

Der Wohnwagen des Bahnmeisters ist ein alter zweiachsiger 2.-Klassewagen mit Ballondach (Textabb. 2 und Abb. 5, Taf. 2). Die vorhandene Unterteilung des Wagens





kam einer zweckmäßigen Einrichtung sehr zu statten. Neben Wohn-, Schlaf- und Waschraum enthält der Wagen noch die Schreibstube. Auf die Beibehaltung des Abortes ist aus hygienischen Gründen verzichtet worden. Der Ausstattung der Räume dieses Wagens ist besondere Sorgfalt zugewandt. Die Lohnzahlung soll von der Schreibstube aus erfolgen. Das Türfenster ist zu diesem Zwecke unterteilt. Bei Zahlungen wird die untere Fensterhälfte herabgelassen und zwischen Schrank und Schreibtisch ein Zahlbrett eingeschoben. Die Arbeiter betreten die Endbühne von einer Seite, nehmen ihr Geld am Schalter in Empfang und verlassen sie nach der anderen Seite. Näheres über die Einrichtung des Wagens ist aus Abb. 5, Taf. 2 ersichtlich.

Neben diesen sieben Wohnwagen sind dem Zuge weiter beigegeben ein Waschwagen für die Mannschaften, ein Küchenwagen, ein Wagen zur Aufnahme der Kruppschen Stromerzeugersätze, ein Gerätewagen und ein Bettungswalzenbeförderungswagen. Als Waschwagen dient ein G-Wagen des Gattungsbezirks „Dresden“ von 10 m Kastenlänge mit flachem Dach (Textabb. 3 und Abb. 10, Taf. 2). Ein ausgemusterter Wagen mit Ballondach dieser Gattung, der wegen seiner größeren Höhe zweckmäßiger gewesen wäre, war leider nicht zu bekommen. Zur Beheizung des Wagens wurde in der Mitte ein Ofen aufgestellt, um bei nasser Witterung die feuchten Kleidungsstücke trocknen zu können, die an beiderseits unter

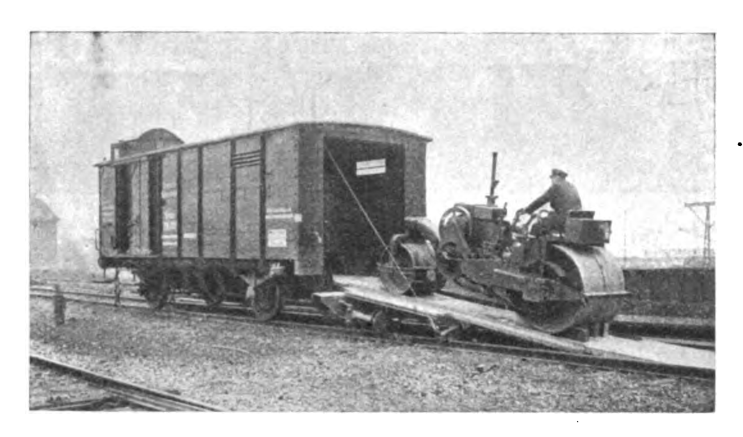


Abb. 4. Einfahrt der Bettungswalze in den Walzenbeförderungswagen.

dem Wagendach angebrachten Stangen an Bügeln aufgehängt werden. Um den Wagen, der mittels vorgesetzter Treppen zu besteigen ist, ohne jedesmaliges Bewegen der Schiebetüren besser geschlossen halten zu können, sind an beiden Eingängen Windfänge mit je zwei Türen eingebaut. Rechts und links von der Mitte in der Längsachse des Wagens sind zwei doppelseitige Waschanlagen mit je zwölf Becken aufgestellt. Über die zweckmäßigste Mitführung des Wassers waren die Meinungen geteilt. Schließlich entschied man sich für den Einbau von Wasserbehältern mit einem Vorrat für einige Tage. Unter dem Dach hängen an besonderen Traggerüsten zwei miteinander verbundene Behälter (Gaskessel von je 540 l Inhalt) — über jede Waschanlage einer —, die von jeder Seite des Wagens aus gefüllt werden können. Das Füllen besorgt die Baulokomotive und geschieht mit Schlauch vom Füllstutzen am Kesselventil aus.

Der Küchenwagen (Abb. 8, Taf. 2) ist ein Personenzug-Gepäckwagen. Das Zugführerabteil dient als Vorratsraum. Das ehemalige Hundeabteil ist in vier verschließbare Einzelfächer geteilt zur Aufbewahrung von Kohlen, Holz usw. An Öfen sind zwei mit Kessel von je 100 l Fassungsinhalt aufgestellt, vorgesehen ist noch ein Herd. Die Zubereitung des Essens liegt den Leuten ob. Es ist geplant, den ganzen Küchenbetrieb an zwei Frauen, die auch die Reinhaltung des Zuges übernehmen sollen und von den Mannschaften zu entlöhnen sind, zu übertragen.

Geräte- und Maschinenwagen (Abb. 9, Taf. 2) sind Güterzug-Gepäckwagen. Die alten Inneneinrichtungen sind bis auf die Trennwände entfernt. Im Maschinenwagen fand im Nebenraum eine Feilbank mit Schraubstock Aufstellung, um kleinere Ausbesserungen an den Maschinen an Ort und Stelle ausführen zu können. Im Nebenraum des Gerätewagens sind Gestelle zur Unterbringung von Werkzeugen und sonstigem Kleineisenzeug angebracht.

Der Bettungswalzenbeförderungswagen (Abb. 1 bis 4, 11 und 12, Taf. 2), der auch außerhalb des Bauzuges verwendet werden soll, wurde für die Reichsbahndirektion Essen bereits in zwei Ausführungen geliefert. Er ist aus einem G-Wagen mit Bremse hergerichtet. Die Einfahrt der Walze geschieht von der Stirnseite des Wagens aus, deren Wand in 1820 mm Breite um zwei untere Bolzen aufklappbar ist und mit zwei Verlängerungen die Auffahrrampe bildet (siehe Textabb. 4). Um den Neigungswinkel der Rampe klein und damit die Rampe selbst kurz zu halten, ist der Boden zwischen den Langträgern auf 5600 mm Länge um 390 mm, an der Stirnseite sogar um 480 mm abgesenkt. Zu diesem Zwecke sind die alten Langträgerverbindungen entfernt und durch einen kräftigen Rahmen aus doppeltem U-Eisen ersetzt worden. Die Puffer auf der mit der Klappe verbundenen kastenförmigen Pufferbohle mußten gleichfalls um eine Lotachse schwenkbar gemacht werden (Abb. 4 und 12, Taf. 2). Um ein einseitiges Befahren der Rampe zu verhindern, ist sie mit seitlichen Führungsschienen versehen. Die klappbare Stirnwand stützt sich mit einer an ihrem freien Ende angebrachten Querstück auf die Schienen ab. Das erste Verlängerungsstück wird durch hinter dieses fassende Klauen mit der Klappe fest verbunden. Beim Abbruch der Rampe wird es mit den an seiner Unterseite angebrachten Laufrollen auf die Führungsschienen der Klappe gesetzt, vorgeschoben und mit der Klappe durch eine Verriegelungsstange verbunden, worauf beide Teile durch zwei an den Langträgern befestigte von außen zu betätigende Winden, deren Seile an beiderseits des Querstückes angebrachte Ösen befestigt sind, hochgezogen und, um ein Herabfallen mit Sicherheit zu verhüten, innen nochmals verriegelt werden. Das letzte kürzere Verlängerungsstück der Auffahrrampe muß in und aus dem Wagen getragen werden. Im unversenkten Teil des Wagens findet zur Vornahme kleinerer Ausbesserungen eine Werkbank mit Schraubstock Aufstellung, ferner ein Kleiderschrank und eine Bank. Da die durchgehende Zugstange entfallen mußte (Abb. 11, Taf. 2) kann der Wagen nur als Schlußwagen laufen.

Der vorbeschriebene Wagen eignet sich zur Aufnahme der meist gebräuchlichen Walzen von 5 bis 7 t mit höchstens 1300 mm Walzenbreite. Die Aufnahme breiterer, also schwererer Walzen scheitert an dem Umstand, daß die Radreifen in den versenkten Raum hineinragen und das äußerste Maß zwischen den Verkleidungen der hineinragenden Teile der beiden Radreifen einer Achse 1340 mm beträgt. Da über die bestgeeignete Walzenschwere noch kein abschließendes Urteil vorliegt und von einigen Direktionen die Beschaffung schwererer Walzen erwogen wird, ist ein neuer Entwurf eines Walzenbeförderungswagens in Arbeit, der die Aufnahme von Walzen bis 2,3 m Gesamtbreite gestattet.

Der Bauzug erhielt mit Ausnahme des Geräte- und Walzenwagens elektrische Beleuchtung. Die Gasbeleuchtung ist wegen Feuersgefahr und aus gesundheitlichen Gründen entfernt worden. Eine ausgebaute D-Zugwagen-Akkumulatorenbatterie von 370 Amperstunden Kapazität liefert Strom von 24 Volt Spannung. Sie besteht aus elf Stamm- und drei mittels Zellenschalter zuschaltbaren Zellen. Sie ist ähnlich wie bei den

D-Zugwagen seitlich unter den Wagenkasten des Rottenführerwagens gehängt und auf beide Seiten je zur Hälfte verteilt (Abb. 7, Taf. 2). Um den Spannungsabfall klein zu halten, ist der Batteriewagen in die Mitte des Zuges gesetzt und die Hauptleitung in einen rechts- und linksseitigen Zweig geteilt worden. Jede der beiden Hauptleitungen und jeder Wagen ist gesichert. Zum Aufladen der Batterie, die für etwa 14 Tage Strom hergibt, dient der Kruppsche Maschinensatz, welcher Gleichstrom von 220 Volt Spannung liefert. Ein im Rottenführerwagen unter der Schalttafel aufgestellter kleiner Einankerumformer, dessen sekundärer Strom zwischen 24 und 38 Volt regelbar ist, dient zur Umformung des 220 Volt-Stromes in den erforderlichen Ladestrom. Die Schaltung ist so getroffen, daß im Falle eines Schadhaftwerdens der Batterie, der Umformer unmittelbar ins Netz speist. Sämtliche elektrischen Apparate, wie Spannungs- und Strommesser, Zellenschalter, Sicherungen, Anlasser, Regler usw. sind auf einer Tafel übersichtlich angebracht.

## Beitrag zur Theorie der ebenen Fachwerke*).

Von Baurat Prof. Dr. W. **Effenberger**, Privatdozent in Leoben.

Hierzu Tafel 3.

Bezeichnen $M_1$ und $M_2$ die auf die Endpunkte I und II (Abb. 1, Taf. 3) des Füllungsstabes bezogenen Momente sämtlicher am linken Trägerabschnitt wirkenden Außenkräfte, bzw. dieser Lasten und der Stabkräfte außerhalb ODU, bedeuten ferner R die aus der Auflast und den erwähnten Stabkräften abgeleitete und positiv nach aufwärts gerechnete lotrechte Querkraft und H die entsprechende wagrechte und positiv von links nach rechts gezählte Teilkraft des linken Trägerabschnittes, so ist in der üblichen Darstellung

$$D \cos \beta = R + \frac{M_1}{h_1} \operatorname{tg} \sigma_u - \frac{M_2}{h_2} \operatorname{tg} \sigma_o, \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

$$\text{bzw. } D \sin \beta = -H - \left(\frac{M_1}{h_1} - \frac{M_2}{h_2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad 1\text{ a})$$

$$\text{und } V = -R - \left(\frac{M_1}{h} \operatorname{tg} \sigma_u - \frac{M_2}{h} \operatorname{tg} \sigma'_o\right); \quad . \quad . \quad 2)$$

für den lotrecht belasteten und gestützten Pfostenbalken

$$D = \frac{M_2}{h_2 \sin \beta} - \frac{M_1}{h_1 \sin \beta} = \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1} \quad . \quad . \quad 1\text{ a}')$$

$$\text{und } V = -R - \frac{M}{h} (\operatorname{tg} \sigma_u - \operatorname{tg} \sigma'_o) \quad . \quad . \quad . \quad 2')$$

Es läßt sich nun zeigen, daß die einfache Darstellung der Stabkraft in der Form 1a') ganz allgemein für jeden Füllungsstab (auch für den Pfosten) beibehalten werden kann, gleichgültig, welchem Tragsystem das Fachwerk angehört, wenn nicht die Stabendpunkte, sondern die benachbarten Knoten, in denen die Fahrbahn aufgehängt oder gestützt ist, als Momentenpunkte gewählt werden.

### A. Pfostenfachwerk.

1. Kraft in der rechtsfallenden Diagonale. Sind allgemein im Sinne der Einleitung $M_1$ und $M_2$ die Momente für die Punkte I und II in der Abb. 2, Taf. 3, so ergibt sich aus der Momentengleichung für I)

$$M_1 + O o_1 + D r_1 = 0 \text{ mit } O = -\frac{M_2}{o_2}$$

$$D = \frac{M_2 \frac{o_1}{o_2} - M_1}{r_1};$$

da aber $o_1 : o_2 = a_1 : a_2$ und $a_1 : a_2 = r_1 : r_2$ ist, gilt

$$D = \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad I)$$

Beziehen sich die Momente $\overline{M}_1$ und $\overline{M}_2$ auf die Punkte $\overline{I}$ und $\overline{II}$, so erhält man aus

$$\overline{M}_2 - U u_2 - D r_2 = 0 \text{ mit } U = \frac{\overline{M}_1}{u_1} \text{ und } u_1 : u_2 = r_1 : r_2$$

$$D = \frac{\overline{M}_2}{r_2} - \frac{\overline{M}_1}{r_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad I')$$

2. Linksfallende Diagonale (Abb. 3, Taf. 3). Aus der Momentengleichung für II $M_2 + O o_2 + D r_2 = 0$ folgt mit $O = -\frac{M_1}{o_1}$ und $\frac{o_1}{o_2} = \frac{r_1}{r_2}$

$$D = -\left(\frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad II)$$

Bei Wahl der Momentenpunkte $\overline{I}$ und $\overline{II}$ erhält man auch hier

$$D = -\left(\frac{\overline{M}_2}{r_2} - \frac{\overline{M}_1}{r_1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad II')$$

3. Pfosten bei rechtsfallender Diagonale. (Abb. 4, Taf. 3). Aus der Momentengleichung für den Punkt II (Fahrbahn unten) erhält man mit $O = -\frac{M_1}{o_1}$

$$M_2 - M_1 \frac{o_2}{o_1} + V . r_2 = 0.$$

Zieht man durch I eine Parallele zu der durch II gehenden Diagonale*), so sind die Dreiecke I $\overline{II}\,\alpha$ und II $\overline{II}\,\beta$ ähnlich und mithin $o_1 : o_2 = r'_1 : r_2$. Aus obiger Bestimmungsgleichung für V folgt daher

$$V = -\left(\frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r'_1}\right) \text{[Last unten]} \quad . \quad . \quad III)$$

Greifen die Lasten oben an, so geht man von den Punkten $\overline{I}$ und $\overline{II}$ aus. In der für $\overline{I}$ geltenden Gleichung $\overline{M}_1 - \overline{M}_2 \frac{u_1}{u_2} - V r_1 = 0$ kann man den Wert $\frac{u_1}{u_2}$ zu $\frac{r_1}{r'_2}$ bestimmen, wenn man jetzt durch $\overline{II}$ eine Parallele zu der durch $\overline{I}$ gehenden Diagonale zieht und die hierdurch entstehenden ähnlichen Dreiecke I $\overline{I}\,\gamma$ und I $\overline{II}\,\delta$ beachtet. Diese Beziehung liefert aber sofort die Pfostenkraft wieder in der Form

$$V = -\left(\frac{\overline{M}_2}{r'_2} - \frac{\overline{M}_1}{r_1}\right) \text{[Last oben]} \quad . \quad . \quad III')$$

4. Pfosten bei linksfallender Diagonale (Abb. 5, Taf. 3). Die Momentengleichung um I ist mit $O = -\frac{M_2}{o_2}$

$$M_1 - M_2 \frac{o_1}{o_2} + V r_1 = 0.$$

*) Da bei der weitgehenden Erneuerung der eisernen Brückenüberbauten der Frage der Fachwerksberechnung besonderes Interesse entgegengebracht wird, glauben wir mit der Veröffentlichung dieses Beitrags zur Fachwerkstheorie unseren Lesern einen Dienst zu erweisen.

*) Die gleiche Hilfskonstruktion findet sich bei O. Mohr in Abhandlung XII (S. 412) und XIII (S. 490) der 2. Aufl. seiner „Abhandlungen“ und bei Müller-Breslau, „Graph. Statik“, S. 487 der 4. Aufl. des I. Bandes.

Die Parallele durch II zur Diagonale durch I ergibt die ähnlichen Dreiecke $II\,\overline{I}\,\alpha$ und $I\,\overline{I}\,\beta$, aus denen $o_1 : o_2 = r_1 : r'_2$ folgt. Also ist

$$V = \frac{M_2}{r'_2} - \frac{M_1}{r_1} \text{ [Last unten]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad IV)$$

Eine ganz analog gehende Ableitung für die Punkte $\overline{I}$ und $\overline{II}$ bei Lastangriff an den oberen Knoten ergibt bei Beachtung der Ähnlichkeit der Dreiecke $II\,\overline{I}\,\gamma$ und $II\,\overline{II}\,\delta$ für den gleichen Pfosten wie vorher den gleichgeformten Ausdruck

$$V = \frac{\overline{M}_2}{r_2} - \frac{\overline{M}_1}{r'_1} \text{ [Last oben]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad IV')$$

**B. Fachwerk mit schräggestellten Füllungsstäben.**

1. Rechtsfallende Schräge (Abb. 6a bis d, Taf. 3). Je nachdem die Momente $M_1$ und $M_2$ oder $\overline{M}_1$ und $\overline{M}_2$ zur Bestimmung der Kraft im Füllungsstabe herangezogen werden erhält man nach der gleichen einfachen Rechnung wie vorher zufolge der beiden Paare ähnlicher Dreiecke $I\,\overline{I}\,\beta'$, $II\,\alpha\,\beta$ und $I\,\overline{I}\,\gamma'$, $II\,\alpha\,\gamma$

$$\left.\begin{aligned} D &= \frac{M_2}{r'_2} - \frac{M_1}{r_1} \text{ [Last unten]} \\ \text{und } D &= \frac{\overline{M}_2}{r_2} - \frac{\overline{M}_1}{r'_1} \text{ [Last oben]} \end{aligned}\right| \quad . \quad . \quad . \quad . \quad A)$$

2. Für die linksfallende Schräge ergeben sich die entsprechenden Beziehungen mit

$$\left.\begin{aligned} D &= -\left(\frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r'_1}\right) \text{ [Last unten]} \\ \text{und } D &= -\left(\frac{\overline{M}_2}{r'_2} - \frac{\overline{M}_1}{r_1}\right) \text{ [Last oben]} \end{aligned}\right| \quad . \quad . \quad . \quad B)$$

Für die Ermittlung der jeweilig gültigen Abstände $r'_1$ bzw. $r'_2$ ist festzuhalten, daß die bestimmenden Parallelen immer von den entsprechenden lastübertragenden Knotenpunkten (als zu wählenden Momentenpunkten) ausgehen.

Zur Erläuterung der im vorhergehenden Abschnitte entwickelten neuen Darstellung soll nun im folgenden an einigen Beispielen gezeigt werden, wie sich ganz allgemein für jedes Tragsystem die Einflußlinie der Kraft im Füllungsstabe unmittelbar durch Übereinanderlegen der zwei entsprechenden und sinngemäß reduzierten Momenten-Einflußlinien ergibt.

**C. Beispiele.**

1. In Abb. 2, Taf. 3 ist die in allen Beispielen verwendete zeichnerische Reduktion der Momenteneinflußlinien für die Punkte I und II ersichtlich, wobei für den hier betrachteten freiaufliegenden Träger die Richtigkeit der Ordinaten auf der Senkrechten durch das Lager (A) mit $\frac{x_1}{r_1}$ bzw. $\frac{x_2}{r_2}$ unmittelbar aus den zwei Paaren der ähnlichen rechtwinkligen Dreiecke erhellt. Bei Benützung der Lastscheide $\mathfrak{E}$ genügt die Angabe einer einzigen Ordinate zum Zeichnen der Einflußlinie für die Diagonale.

2. Gerberträger (Abb. 7, Taf. 3). Für die linksfallende Schräge D gilt Gleichung B) $D = -\left(\frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r'_1}\right)$, worin $M_1$ und $M_2$ die Momente des Gerberbalkens für die Orte I und II sind. Die Konstruktion der Einflußlinie ist aus der Figur unmittelbar klar.

3. Für den Gelenkträger mit Hängegurt in Abb. 8, Taf. 3 wurde zunächst die Einflußlinie „H" gezeichnet mit Hilfe der Ordinate $H_c$ dieser Linie für die Gelenkstelle C, welche Größe $H_c = 1\,\frac{\overline{BC}}{h}$ ist. Allgemein gilt für den linksfallenden Stab $D = -\left(\frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1}\right)$, welcher Ausdruck hier wegen $M_1 = \mathfrak{M}_1 + Hy_1$ und $M_2 = \mathfrak{M}_2 + Hy_2$ gleich ist $D = -\left(\frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1}\right) - H\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$, wobei $\mathfrak{M}_1$ und $\mathfrak{M}_2$ die Momente des Gerberträgers zur Lotrechten bei I und II bedeuten. Bei Last am Außenarm ist $H = 0$, also D wie beim einfachen Gerberbalken; bei Last im Mittelfelde und zwar bei Berücksichtigung, daß $\mathfrak{M}_1$ und $\mathfrak{M}_2$ negativ, $D = +\left(\frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1}\right) - H\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$.

Im Mittelfelde wurde dementsprechend in der Lotrechten durch das Gelenk C von der Ordinate der Einflußlinie für D des gewöhnlichen Gerberträgers die Größe $H_c\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$ abgezogen, deren Bestimmung aus der Figur ersichtlich ist*).

4. Dreigelenkbogen (Abb. 9, Taf. 3). Für den Stab D gilt hier $D = \left(\frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1}\right) - H\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$, worin $\mathfrak{M}_1$ und $\mathfrak{M}_2$ die Momente des Balkenträgers AB und H der Horizontalschub des Bogens ist. Man konstruiert die Einflußlinie $\left(\frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1}\right)$ und am Orte der Lastscheide $\mathfrak{E}$ (Balkenträger) die Ordinate $\mathfrak{H}\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$ wenn $\mathfrak{H}$ die Ordinate der H-Linie in der Lotrechten durch $\mathfrak{E}$ ist. Bei Benützung der beiden Lastscheiden $\mathfrak{E}$ und E genügt die Erhebung einer einzigen Ordinate. Die Einflußlinie für V ist in genau der gleichen Weise wie die für D ermittelt.

5. Balken mit Sprenggurt (Abb. 10, Taf. 3). Wieder gilt für den rechtsfallenden Stab die Beziehung $D = \left(\frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1}\right) - H\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$, wonach also die Linie $\left(\frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1}\right)$ für den freiaufliegenden Träger zu zeichnen und zweckmäßig der Ausdruck $\mathfrak{H}\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$ zu bilden ist, wenn $\mathfrak{H}$ die Horizontalkraft bei Stellung der Last 1 in der Lotrechten durch die Lastscheide $\mathfrak{E}$ für den freiaufliegenden Träger bedeutet. In der Abbildung ist leicht ersichtlich, wie $\mathfrak{H}$ ermittelt wird. Bei Benützung der Lastscheide E für das Tragsystem kann auch die Ermittlung des Klammerausdruckes $\mathfrak{H}\left(\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1}\right)$ entfallen.

6. Für den Versteifungsbalken am Kettengurt in der Abb. 11, Taf. 3 gilt für das Mittelfeld $M_x = \mathfrak{M}_x - Hy$ ($\mathfrak{M}_x$ dem bei G geschlossenen Gerberträger entsprechend), woraus aus der Bedingung, daß bei G eine Gelenkstelle werden soll, sich leicht die Ordinate der H-Linie an der Stelle G mit $1 \cdot \frac{\overline{BG}}{y_m}$ ergibt, deren abgebildete Konstruktion

*) In Abb. 8, Taf. 3 sind die Ordinaten y eigentlich vom Hängegurt bis zu den Punkten I und II zu zählen. Die Einflußlinie ist in diesem Falle aber dennoch richtig, da nach Abb. 8a, Taf. 3 folgt, daß

$$y_1 = \overline{y_1} + h_1 = \overline{y_1} + r_1 \sec \alpha,$$
$$y_2 = \overline{y_2} + h_2 = \overline{y_2} + r_2 \sec \alpha \text{ und daher}$$
$$\frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} = \frac{\overline{y_2} + r_2 \sec \alpha}{r_2} - \frac{\overline{y_1} + r_1 \sec \alpha}{r_1} = \frac{\overline{y_2}}{r_2} - \frac{\overline{y_1}}{r_1} \text{ ist.}$$

demnach gerechtfertigt ist. Die Ermittlung der D-Linie ist ganz die gleiche wie in den vorhergehenden Trägern.

In den angeführten Beispielen sind die hier geradlinig begrenzten Einflußflächen ausschließlich zeichnerisch ermittelt, von welchem Vorgehen vielleicht in anderen Fällen vorteilhaft abzusehen sein wird.

Von einiger Bedeutung erscheint der Umstand, daß für die Auswertung der Pfostenkräfte keine Querkraftlinien benötigt werden.

**D. Eine besondere Beziehung**

ergibt sich noch aus den Gleichgewichtsbedingungen um vier Knotenpunkte, wenn man diese in solcher Weise als aufeinanderfolgend in der Bezifferung anordnet, daß man vom Knoten 1 des Ober- oder Untergurtes ausgehend längs der Ausfachung zum Knoten 2 des anderen Gurtes, von da entlang der anschließenden Schräge zum Knoten 3 auf den Ausgangsgurt und weiter zum 4. Knoten des zweiten Gurtes gelangt, indem dann die Knotenpunktsmomente der streng zyklisch geformten Gleichung genügen:

$$M_1 [x_2(y_3 - y_4) + x_3 (y_4 - y_2) + x_4) y_2 - y_3)] -$$
$$- M_3 [x_4 (y_1 - y_2) + x_1 (y_2 - y_4) + x_2 (y_4 - y_1)] =$$
$$= M_2 [x_3 (y_4 - y_1) + x_4 (y_1 - y_3) + x_1 (y_3 - y_4)] -$$
$$- M_4 [x_1 (y_2 - y_3) + x_2 (y_3 - y_1) + x_3 (y_1 - y_2)],$$

worin $x_r$, $y_r$ die rechtwinkligen Koordinaten der Knoten sind. Diese für das einfache Fachwerkband gültige Gleichung kann bei einem bestimmten Tragsystem zum Ausgang von Untersuchungen über eine günstige Anordnung der Knotenpunkte auf vorgegebenen Gurtungen benützt werden.

## Einheitliche Bezeichnung der Lokomotiven, Tender und Triebwagen.

Der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen hatte im Jahre 1908 beschlossen, die Dampflokomotiven durch Kennzeichnung ihrer Achszahl und Achsanordnung mit Ziffern und Buchstaben einheitlich zu bezeichnen. Diese Bezeichnungsweise hat in weiten Kreisen auch über das Vereinsgebiet hinaus Anwendung gefunden. Im Jahre 1923 beschloß die Vereinsversammlung in Dresden diese Bezeichnung auch auf elektrische Lokomotiven auszudehnen. Außerdem fügte sie weitere Kennzeichen über einige wesentliche Eigenschaften der Fahrzeuge hinzu. Diese Bezeichnungsregeln haben bei ihrer Anwendung auf neuere Fahrzeugarten gewisse Mängel gezeigt und der Verein entschloß sich daher bei seiner Versammlung in Salzburg, die Bezeichnungsweise zu verbessern und gab dann im November 1925 die Vereinsdrucksache: „Einheitliche Bezeichnung der Lokomotiven, Tender und Triebwagen“ neu heraus.

Bekanntlich wird die Anzahl der angetriebenen Achsen, die in einem gemeinsamen Rahmengestell gelagert sind, durch denjenigen Buchstaben bezeichnet, dessen Stellung im Alphabet der wiederzugebenden Zahl entspricht. Beispielsweise bedeutet also

B = zwei gekuppelte Treibachsen.

Bei elektrischen Lokomotiven führte die Entwicklung mehr und mehr zum Antrieb einzelner Achsen ohne Verbindung durch Kuppelstangen. Eine solche einzeln angetriebene Achse wurde durch den Buchstaben A bezeichnet. Folgen mehrere solcher Achsen in einem Rahmengestell aufeinander, so wurde nach der früher geltenden Regel der Buchstabe A so oft wiederholt, als angetriebene Achsen vorhanden sind. Beispielsweise wurde also eine Lokomotive mit zwei Rahmengestellen und je drei mit selbständigen Motoren versehenen Treibachsen in jedem Gestell

AAA + AAA

genannt. Diese Häufung eines Buchstabens war unbequem in Aussprache, Schrift und Druck. Vielfach versuchte Abhilfe durch Schreibweisen wie:

$A_3$ oder $3 \times A$

stand mit den Grundregeln der Bezeichnung nicht in Einklang. Man beschloß daher, auch bei getrennt angetriebenen Achsen den Buchstaben, dessen Stellung im Alphabet der Achszahl entspricht, anzuwenden, und das Fehlen von Kuppelstangen durch die Beiziffer $_o$ auszudrücken. Es bedeutet also

$1\,B_o\,1$

eine Lokomotive mit zwei einzeln angetriebenen Achsen in der Mitte und zwei Laufachsen an den Enden.

Die Bedeutung des Pluszeichens blieb unverändert, obgleich aus elektrotechnischen Kreisen angeregt wurde, eine Unterscheidung zwischen Lokomotiven mit einzeln, selbständig verfahrbaren Bestandteilen und Lokomotiven mit Triebgestellen, über denen ein gemeinsamer Aufbau brückenartig gelagert ist, einzuführen. Für den letzteren Fall schlug man statt des Pluszeichens einen Bindestrich vor. Mit Rücksicht auf die im Dampflokomotivbau (Mallet-Lokomotiven) allgemein verbreitete Anwendung des Pluszeichens auch beim Vorhandensein eines die Triebgestelle verbindenden Fahrzeugoberteiles wurde jedoch dieser Vorschlag, der für elektrische Lokomotiven große Klarheit und Eindeutigkeit gebracht hätte, nicht gutgeheißen, vielmehr versuchte man die Unterscheidung aus zwei selbständigen Fahrgestellen bestehender Lokomotiven von den übrigen durch die Zusatzbezeichnung „Doppellokomotive“ darzustellen.

Zusatzbezeichnungen für weitergehenden Bedarf sind bei elektrischen Lokomotiven in folgender Weise eingeführt worden:

Die Kraftquelle wird gekennzeichnet durch
g = Gleichstrom (aus einer Fahrleitung),
w = Wechselstrom,
d = Drehstrom,
a = Akkumulatoren.

Ferner wird die Anzahl der Motoren innerhalb einer Lokomotive durch eine hinter das Stromartzeichen gesetzte Ziffer dargestellt und schließlich dient ein weiterer Buchstabe zur Darstellung der Antriebsart, nämlich:
u = Übersetzungsvorgelege und Kuppelstangen,
k = Kurbelantrieb ohne Vorgelege,
e = Einzelachsantrieb mit hochliegenden Motoren,
st = Einzelantrieb in Straßenbahnform.

Die vollständige Bezeichnungsweise einer elektrischen Güterzuglokomotive mit zwei selbständigen Fahrgestellen zu je drei Treibachsen mit Tatzenmotoren und je einer am Pufferende befindlichen Laufachse für Einphasen-Wechselstrom lautet demnach:

$1\,C_o + C_o\,1$ — w 6 st Doppellokomotive.

Die in der vorletzten Ausgabe der erwähnten Druckschrift angegebenen Zusatzbezeichnungen für Dampflokomotiven erfahren keine Änderung.

Ähnliche Ausdrücke ergeben sich auch unter Anwendung der oben beschriebenen Zeichen für Triebwagen. Wegen weiterer Einzelheiten verweisen wir auf die im Verlag von C. W. Kreidel in München erschienene Druckschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen. Tetzlaff.

# Berichte.

## Allgemeines.

### Bemerkenswerte italienische Bahnbauten.

Die italienische Hauptstadt ist vor wenigen Jahren mit ihrem Hafen Ostia durch eine zweigleisige elektrische Vollbahn verbunden worden, die 22 km lang ist, eine größte Steigung von 19 ‰ und kleinste Halbmesser von 500 m hat.

In Rom und Ostia sind Tageslichtsignale verwendet. Die Weichen in diesen beiden Endstationen haben elektrischen Antrieb nach dem System der AEG Berlin. Die Abhängigkeiten sind dieselben wie bei den deutschen elektrischen Stellwerkanlagen; darüber hinaus wurde jedoch die Einrichtung getroffen, daß von Fahrzeugen besetzte Weichen selbsttätig gesperrt werden.

Für die Betätigung der Weichenmotore dient Einphasenstrom von 220 Volt; mittels Transformatoren werden die anderen Einrichtungen gespeist, so die Relais mit 3,5 Volt, die dazu dienen, den Hebel einer Weiche zu sperren, wenn sie von Fahrzeugen besetzt ist, die Verschubsignale mit 110 Volt für die Beleuchtung und die Streckensignale mit 12 Volt ebenfalls zur Beleuchtung. Ein Quecksilbergleichrichter mit einer Pufferbatterie liefert den Gleichstrom für die Überwachungsstromkreise und die Fahrstraßenblockung.

Die Telegraphenapparate haben die gewöhnliche Morsetype mit einem Übertragungsrelais; die Stromkreise der Apparate sind vollständig von denen der Linie getrennt, wodurch die Apparate von hohen Spannungen geschützt werden, denen die Leitungen, da sie ja als Freileitungen ausgeführt sind, zufälligerweise unterworfen sind. Aus dem gleichen Grunde sind die Sprechstellen, die alle im Nebenschluß zu einem einzigen Stromkreis stehen, mit antiinduktiven Telephonen nach System Perego ausgestattet, bei denen der Apparatstrom von der Sekundärspule eines Transformators geliefert wird, in der durch die Sättigung des Kerns die Spannung 50 Volt nicht übersteigen kann, wie hoch auch die Spannung im Primärkreis sein mag.

Die Unterstation Acilia, die die gesamte Anlage speist, ist eingerichtet für die Umformung von Drehstrom zu 30 000 Volt und 46 Perioden in Gleichstrom zu 2600 Volt. Die Schutz- und Meßeinrichtungen haben normale Ausbildung.

Die Fahrleitung besteht aus Kupferdraht von 80 $mm^2$ Querschnitt (in den Bahnhöfen 50 $mm^2$) und ist 5,60 m, in den Bahnhöfen 6 m über Schwellenoberkante gespannt. Die Aufhängung in der Längsrichtung erfolgt an einem Stahlseil von 50 $mm^2$ Querschnitt mit Stützen in 60 m Entfernung. Für die Stützen des Tragseils dienen Gittermaste mit Auslegern, in den Bahnhöfen Querjoche.

Die Lokomotiven haben im mittleren Teil den Hochspannungsraum und Führerstände bei den Enden; sie sind mit zwei zweiachsigen Drehgestellen ausgerüstet und haben ein Gesamtgewicht von 45 t. Jede Lokomotive hat vier Motoren mit je 230 PS-Stundenleistung. Die Lokomotiven vermögen bei einer Geschwindigkeit von 60 km/h in der Ebene 186 t zu fördern; die gleiche Last wird in der höchsten Steigung von 19 ‰ mit 37 km/h gefördert. Die Stromabnahme erfolgt durch zwei Parallelogrammstromabnehmer mit Aluminiumschleifschuhen mit Schmiernuten. Die elektrische Ausrüstung der Triebwagen ist ähnlich der der Lokomotiven; die stündliche Leistung dieser beträgt 380 PS und die Förderlast in der Ebene bei 60 km/h 75 t.

Die Betriebsverhältnisse weichen von anderen Nebenbahnen gänzlich ab; die Güterbewegung beträgt nur ein Zehntel der Gesamtleistung und die Personenbeförderung im Verhältnis vom niedrigsten Winter- und höchsten Sommerbetrieb beträgt 1:50. Durch entsprechende Diensteinteilung, Einstellung von Verstärkungspersonal wird diesen besonderen Verhältnissen Rechnung getragen. Im stärksten Sommerbetrieb werden täglich oft über 80 Züge von je sieben Wagen geführt. Bei Zwischenräumen von 15 Minuten werden im Mittel 5000 Personen in der Stunde befördert. —

Eine Schmalspurbahn mit 0,95 m Spurweite, die Linie Spoleto—Norcia wurde vor Jahresfrist dem Verkehr übergeben. Sie hat 52 km Länge, 45 ‰ Höchststeigung und kleinste Halbmesser von 70 m; sie ist ausgerüstet mit Schienen von 25 kg/m. Die Zugförderung erfolgt elektrisch mit Gleichstrom von 2400 Volt Spannung.

Die Linie hat einen sehr unebenen Verlauf. Sie geht aus von der Station Spoleto in 305 m Höhe und steigt rasch mit 45 ‰ bis zum Paß von Caprareccia in 620 m Höhe. Nach Durchquerung des Apennin mit einem Tunnel von 1950 m Länge fällt die Bahn mit 45 ‰ bis auf 289 m (Bahnhof S. Anatolia) im Neratal. Dieser Abstieg auf eine Länge von 9 km, der sich wegen des zerklüfteten Geländes auf beschränktem Gebiet entwickeln mußte, erfolgt in vier großen Kehren, teils getunnelt, teils offen. Von der Station S. Anatolia steigt die Bahn wieder im Neratal und dann im Tal des Pornozuflusses bis zur Station Seravalle. Schließlich verläuft sie im Tal des Sordo (eines Zuflusses des Corno) und erreicht Norcia in 590 m Höhe als Endstation.

Der Gleichstrom wird mit zwei Maschinensätzen von Brown-Boveri in einem etwa in Bahnmitte gelegenen Unterwerk, dem hochgespannter Drehstrom zugeführt wird, erzeugt.

Das rollende Material besteht aus fünf Triebwagen von 35 t Gewicht, die je vier Motoren von 103 PS Stundenleistung haben, acht Anhängewagen und 35 Güterwagen, teils offene, teils gedeckte, mit 10 t Tragfähigkeit.

Der Betrieb wird derzeit geführt mit täglich fünf Paaren von Personen- und gemischten Zügen; die Fahrzeit ist etwa zwei Stunden. Die Tarife sind infolge der schwierigen Betriebsverhältnisse etwas höher als bei den Staatsbahnen, stellen sich aber um ein beträchtliches niedriger als die der Autotransporte auf den Straßen. Bemerkenswert ist die sparsame Organisation, die die Gesellschaft der Betriebsführung zu verleihen verstand. Das ganze Personal, das dem Verkehr, der Zugförderung, der Erhaltung des Oberbaues und der Leitungsanlage zugewiesen ist, erreicht nicht ganz 75 Angestellte. R.

Riv. tecn. 1927, H. 5/6.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Seitliche Verschiebungen von Eisenbrücken auf italienischen Staatsbahnen.

Wie die Eisenbahnen anderer Länder stehen auch die italienischen Staatsbahnen vor der Notwendigkeit allgemeiner Brückenverstärkung und allgemeinen Brückenumbaues. Teilweise sind die Brücken durch Rosteinflüsse vom benachbarten Meere her stark angegriffen, teilweise liegen Material- oder Konstruktionsfehler vor. Der weitaus größte Teil der Brücken muß aber deshalb umgebaut werden, weil er den neuzeitlichen Eisenbahnlastenzügen nicht mehr entspricht. Ist doch noch z. B. die noch in Benutzung befindliche Pobrücke bei Piacenza für dreiachsige Lokomotiven und 12 t Achsdruck erbaut. Aus diesen Verhältnissen ergeben sich für den Betrieb manche Erschwernisse namentlich durch die Notwendigkeit der Einschränkung der Geschwindigkeit. Man geht jetzt fast durchweg daran, vollständig neue Brücken einzubauen, da sie auch nicht teurer kommen als Verstärkungen der alten und weil dabei der Betrieb wenig oder gar nicht in Mitleidenschaft gezogen zu werden braucht. Wo es möglich ist, geht man auf gemauerte Brücken oder solche aus bewehrtem Beton über, in den meisten Fällen müssen aber wieder Eisenbrücken angewendet werden. Bei Beginn des Jahres 1927 waren etwa 250 Brückenträger für einige Kilometer Länge im Bau und für eine Reihe von Jahren ist ein Fortgang dieser Arbeiten vorauszusehen. Wie auch anderwärts ist man auch in Italien durch die Rücksicht auf die Aufrechterhaltung des Betriebs dahin gekommen, die Auswechslung der Brücken in Betriebspausen, oft in kurzen Zugpausen bei Nacht, vorzunehmen, die neuen Brücken seitlich auf Behelfsgerüsten zu bauen und sie dann samt der alten Brücke seitlich ein- bzw. auszuschieben, wobei dann die alte Brücke auf ein zweites Behelfsgerüst zu stehen kommt. Hierzu waren natürlich besondere, immer wieder anwendbare Geräte und



Hilfsmittel erforderlich und da die einzubauenden Brückenfirmen der Sache nicht immer gewachsen waren, auch die Einrichtungen nicht immer wirtschaftlich ausnutzen konnten, so haben sich die Staatsbahnen selbst daran gemacht, die Anordnungen bei solchen Verschiebungen eingehend durchzustudieren und zu vereinheitlichen und einen Vorrat an Geräten und Werkzeugen für solche Verschiebungen zu beschaffen, um den Brückenfirmen mindestens aushelfend an die Hand gehen zu können, und zum gleichen Zweck auch einen Stamm geschulten Personals heranzuziehen. Diese Gerätesammelstation mit der Bezeichnung „Verschiebewerkstätte" befindet sich beim Gerätelager von Roma-Tusculana. Hier finden sich Hebevorrichtungen, Verschieberollen und -wagen aller Art, Hand- und hydraulische Winden, Taukloben, ein Vorrat an Telephonen, Megaphonen, wasserdichten Anzügen, Beleuchtungseinrichtungen mit Elektrizität, Akkumulatoren, Azetylen, Petroleumgas usw. Man behauptet mit dieser Einrichtung auch wirtschaftlich recht günstige Erfahrungen gemacht zu haben.

Die Verschiebeeinrichtungen sind von den unsrigen nicht allzu verschieden. Man findet bei kleinen Brücken das einfache Einschieben auf eingefetteter oder geschmierter Rutschbahn, dann für mittlere Brücken Verschiebewagen mit Laufrollen und endlich bei uns unbekannte Verschieberahmen mit freien Rollen. Zu unterst werden auf die ganze Verschiebelänge Schienenfahrbahnen erstellt, auf diesen läuft durch einen an der Fahrbahn geführten Rahmen zusammengehalten eine Anzahl von Stahlwalzen von einem der Last entsprechenden Durchmesser und auf diesen bewegt sich eine Platte, auf welche die Brücken — die alte sowohl wie die neue, die gleichzeitig verschoben werden sollen — aufgelagert sind. Preßwasserzylinder, die seitlich auf dem Gerüst aufgestellt sind, bewegen mittels Flaschenzügen die Brücken mit der Laufbühne auf der Schienenfahrbahn an ihre vorgesehene Stelle.

In Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane 1927, Nr. 1, der wir diesen Bericht entnehmen, ist letzteres Verfahren an Hand von Lichtbildern und Tafeln insbesondere noch an der Einschiebung einer Brücke über den Reno an der Strecke Ferrara—Rimini (dreifeldrig mit 56 m Mittelöffnung und je 45 m Seitenöffnungen, wobei eine kontinuierliche Brücke durch eine getrennt dreifeldrige ersetzt wurde und beide Brücken zusammen verschoben wurden) und dann der Brücke über die Dora di Cesana der Strecke Turin—Modane eingehend geschildert. Dr. Saller.

## Schwellen aus Altschienen.

Bei einer amerikanischen Eisenbahn werden probeweise seit etwa einem Jahr Schwellen aus Altschienen verwendet, die sich bisher gut bewährt haben. Sie bestehen aus zwei Breitfußschienen von 2,44 m Länge, die mit dem Kopf nach oben in etwa 2,5 cm Abstand zwischen den benachbarten Fußkanten nebeneinander liegen. Verwendet werden Schienen von 45 kg/m Gewicht. Über ihre Köpfe ist eine Unterlagplatte für die Fahrschienen gelegt, und ihre Füße sind an den Stirnen durch ein Winkeleisen miteinander verbunden. Unterlagplatten und Winkeleisen sind mit den die Schwelle bildenden Schienen verschweißt (Abb. 1). Die Unterlagplatten

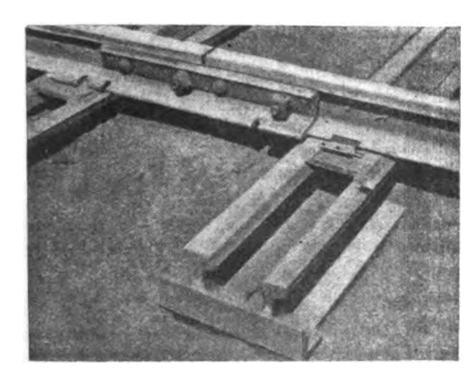


Abb. 1.

sind 20 × 30 cm groß und 16 mm stark. Die 30 cm langen Winkel haben einen wagrechten, 8 cm breiten Schenkel und einen 10 cm breiten, aufrechten Schenkel, der nach oben gerichtet ist, sich also gegen die Stirnfläche der Schienen legt, so daß diese durch ihn, wenn das Gleis mit Schotter verfüllt ist, gegen seitliche Verschiebung gesichert werden.

Die Fahrschienen werden auf den Unterlagplatten durch Krampen befestigt, die mit einem Schenkel durch ein Loch in der Platte unter diese, mit dem anderen Schenkel über den Schienenfuß greifen; die Krampen werden ihrerseits durch Federkeile in ihren Löchern gesichert (Abb. 2).

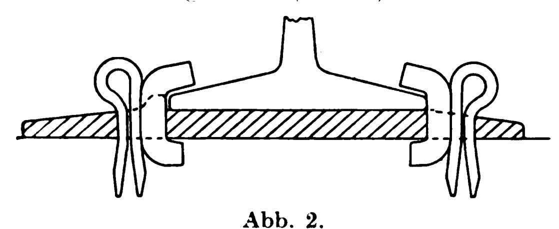


Abb. 2.

Die Schwellen aus Doppelschienen sind zwar erheblich schwerer als Holzschwellen und sind infolgedessen beim Auf- und Abladen unbequemer zu handhaben; dafür liegen sie aber sicher im Gleis, teils wegen ihrer breiten Auflagerfläche, teils wegen ihres Gewichts. Bei geringer Höhe haben sie ein großes Trägheitsmoment, können also auf Biegung hoch beansprucht werden. Gegen Wandern bieten sie weitgehende Sicherheit. Die Probestrecke lag zu der Zeit, als die Zeitschrift Railway Age in ihrer Nr. 1 vom 2. Juli 1927 über sie berichtete, seit 14 Monaten, ohne daß Unterhaltungsarbeiten nötig gewesen wären; allerdings ist nicht gesagt, wie stark die Belastung durch den Verkehr war. Es ist aber anzunehmen, daß sie hoch war, denn die Probestrecke liegt im Zufahrtgleis zu einem Verschiebebahnhof. Die bisherigen Ergebnisse der Versuche sind derart, daß eine besondere Schweißanlage geschaffen werden soll, um solche Schwellen in größeren Mengen herzustellen. Da es sich dabei um Altschienen handelt, sind die Kosten derartiger Schwellen gering. Unter Berücksichtigung des Rückgewinnes betragen sie nicht viel mehr als die 60 Cents, die für das Verschweißen ihrer Teile aufzuwenden sind.

Wernekke.

## Versuche mit Unkrautvertilgung mittels chemischer Mittel auf russischen Bahnen.

In Station Starij Peterhof der russischen Nordwestbahn wurde die Unkrautvertilgung mittels chemischer Mittel eingehend erprobt. Die Mischungen wurden im Laboratorium hergestellt, das Besprengen erfolgte mittels Gießkanne. Die begossenen Pflanzen wurden gleichmäßig nach einer Stunde, dann nach 2, 3, 7 und 30 Tagen beobachtet. Die Versuche wurden gleichlaufend im Gleis und auf einem Felde durchgeführt. Leinkraut, Löwenzahn, Schachtelhalm und Knöderich wurden nach örtlichem Vorkommen zuerst ausgewählt, ferner einige Arten, die vermöge ihrer Wurzelkraft oft den ganzen Gleisbereich überwuchern, nämlich Ackerschachtelhalm, liegendes Mastkraut, Feldknöterich und einjähriges Rispengras, endlich 32 Arten ohne zusammenhängende Bedeckungen, darunter 23 seltenere.

Am wirksamsten zeigten sich arseniksaures Natron, Ätznatron, Naphtasäure, Quecksilberchlorid, Formalin, Chlorzink, Natriumchlorat, Bertoletsalz, Salmiak, Ätzkali, Fluornatrium, Schwefelcyankalium, doppelchromsaures Natron, Weinsäure, Kreosotmischung, Kupfervitriol, Eisenvitriol. Als erforderliche Mindestmenge auf 1 m² Fläche ergaben sich: 25 g arseniksaures Natron, 50 g Ätznatron, 25 g Sublimat usw. Eine Herabsetzung der Menge des Lösungsmittels erhöhte hierbei oft die Wirkung. Die Besprengungen nach vorheriger Durchnässung, also nach Regen, waren weit wirksamer. Chlorkalk wirkte sichtlich nur auf die organischen Bodenstoffe, nicht auf die Pflanzen. Die Wirkung trat verschieden schnell ein, bei Eisenvitriol z. B. eine Stunde nach der Besprengung, bei arseniksaurem Natron erst nach 10 bis 15 Tagen. Strecken, die mit langsam wirkenden Stoffen begossen sind, verwuchsen längere Zeit nicht. Die Kosten der chemischen Unkrautbeseitigung stellten sich auf 2 bis 13 Pfg. auf 1 m². Viele der versuchten Stoffe können nach dem Kostenpunkte mit dem gewöhnlichen Jäten in Wettbewerb treten (arseniksaures Natron, Chlorzink, Alkalien u. a.). Durch Verwendung von Halbfabrikaten, Nebenerzeugnissen usw. können noch wesentliche Verbilligungen erzielt werden.

(Scheljeznodoroschnoje Djels. Put. 1927. Nr. 1—2. A. Bertels und N. Elmanowitsch.) Dr. S.

# Lokomotiven und Wagen.

## Anwendung der Spurkranzschweißung bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Die mehrere Jahre mit der Vorrichtung zum Aufschweißen der Radspurkränze nach Gollwitzer*) im Bereiche der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft angestellten Dauerversuche haben sehr gute wirtschaftliche Erfolge ergeben. In einem Ausbesserungswerk wurden folgende Feststellungen gemacht: Die Leistung einer Schweißmaschine mit zwei Elektroden betrug in 22 Monaten 100 Lokomotiv- und 2568 Wagenradreifen. Da die Arbeitszeit für einen Lokomotivradreifen gleich der 2,5fachen derjenigen für einen Wagenradreifen beträgt, entspricht diese Leistung einer solchen von 2818 Wagenradreifen oder einer durchschnittlichen Tagesleistung von 5,1 Wagenradreifen. Es wurden hierzu 9197 kg Schweißdraht und 41181 kWh Strom verbraucht. Die Gesamtausgaben für Stoffe, Löhne, Strom, allgemeine Unkosten und Verzinsung, jedoch ohne Tilgung beliefen sich auf 18313 *ℛℳ*. Dagegen wurden an Radreifenstahl 113462 kg im Werte von 72071 *ℛℳ* erspart. Der Reingewinn ergab sich in den 22 Monaten demnach zu 53758 *ℛℳ*. Die Beschaffungs-, Aufstellungs- und Anschlußkosten der Maschine waren bereits nach einer Betriebszeit von $10^1/_2$ Monaten getilgt. Darüber hinaus wurde in den weiteren $11^1/_2$ Monaten bereits ein Überschuß erzielt.

Mit Rücksicht auf die Wirtschaftlichkeit des Aufschweißens abgenutzter Radreifen hat daher die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in einer Verfügung vom Juni 1927 die Beschaffung einer größeren Anzahl solcher Spurkranzschweißmaschinen für Eisenbahnausbesserungswerke mit Wagenunterhaltung veranlaßt.

Die Versuche mit der Spurkranzschweißung an Lokomotivrädern sind in größerem Umfange im Gange, aber noch nicht vollständig abgeschlossen. Bttgr.

## Gedeckter Güterwagen der Chicago, Milwaukee und St. Paul Bahn für die Beförderung von Kraftwagen.

Für die Beförderung von Kraftwagen, vor allem der empfindlichen Personenkraftwagen, wird neuerdings die Verwendung gedeckter Güterwagen vorgezogen, während man sich bisher meist mit offenen Wagen begnügte und die Kraftwagen mit e Wagendecke schützte. In Europa werden für den genau Zweck Großraumwagen mit Stirnwandtüren benutzt; in Vereinigten Staaten verwendet man Wagen mit weiten, seitli Doppelschiebetüren, bringt also die Kraftwagen nicht über Stirnseite, sondern von der Seite aus in den Wagen. Es erwähnt werden, daß dieselbe Anordnung auch bei dem n Fährbootwagen der Deutschen Reichsbahn getroffen ist, wegen ihrer beschränkten Anzahl für möglichst viele Zw verwendbar sein müssen.

Der neue Wagen der Chicago, Milwaukee und St. P Bahn ist ein Muster für die amerikanische Bauform. Er ha Eigengewicht von 25,7 t und ein Ladegewicht von 51 t. Mit s Ladelänge von 15,4 m übertrifft er allerdings die meisten and derartigen Wagen um 2 bis 3 m. Die Ladebreite beträgt 2 die Höhe 3,0 m, der Laderaum etwa 130 m³. Die Schiebet geben eine Öffnung von 3,65 m Breite und 2,95 m Höhe Der Wagen ruht auf zwei Stahlguß-Drehgestellen der in Am für Güterwagen üblichen Form. Der Wagenkasten hat ein F eisen-Gerippe mit Holzverschalung. Die Schiebetüren und Stirnwand sind aus wellblechartig gepreßtem Stahlblech herges Zur Verstärkung des Wagenkastens sind über und unter langen Türöffnung kräftige Blechversteifungen vorgesehen. Probebelastungen hat sich die Zweckmäßigkeit dieser Anord erwiesen; der Wagen zeigte trotz der weiten Öffnung nur geringe Durchbiegungen. Zweifellos wird auch die Festigkei Wagenkastens, vor allem gegen seitliche Verdrehungen, durch Wegfall der Stirnwandtüren stark erhöht.

Zum Einbringen der Kraftwagen besitzt der Wagen bewegliche Rampe, so daß man nicht an feste Rampen gebu ist. Die tiefe Bodenlage der amerikanischen Güterwagen diese Anordnung leichter zu als die Bodenlage bei den l gebauten Güterwagen der europäischen Bauart. Um die W freizügiger verwenden zu können, sind sie auch für den in Am sehr bedeutenden Getreideverkehr eingerichtet. Hierzu ist allem eine gute Abdichtungsmöglichkeit an den Türen vorges außerdem sind Füll- und Entladetrichter angeordnet, weil Getreide offen in den Wagen geschüttet wird.

Die Bahn hat 500 derartige Wagen von der Pullman-W bau-Gesellschaft beschafft. R.

*) Siehe Organ 1924, S. 255 ff.

# Buchbesprechungen.

**Kohlenentladung aus Eisenbahnwagen.** Von Dr. Ing. C. Weicken. Beuth.-Verlag Berlin. 3.50 *ℛℳ*.

Das Buch behandelt die verschiedenen Entladearten von Hand, durch Becherwerk, Greifer und Kipper aus gewöhnlichen Eisenbahnwagen, ferner die Entladung aus Sonderwagen unter besonderer Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit. — O-Wagen, Kübelwagen und Selbstentladewagen werden hinsichtlich ihrer Verwendung und Zweckmäßigkeit besprochen. — Für Eisenbahn-Bekohlungsanlagen übt auf die Frage der Entladungsart naturgemäß auch die Frage der Weitergabe der Kohlen an die Lokomotiven bestimmenden Einfluß aus, die in der Schrift nicht behandelt ist. Ue.

**Dipl.-Ing. Georg Kaufmann, Tabellen für Eisenb konstruktionen.** Vierte Auflage. Berlin 1927. Verlag Wilhelm Ernst und Sohn. Preis geheftet 9.— RM.

Der vorliegende Band bringt für Deckenplatten und Pla balken alle Angaben über Biegemomente und Bemessung Eiseneinlagen in gebrauchsfertiger Form, berechnet nach Bestimmungen des deutschen Ausschusses für Eisenbeton von Im Eisenbahnbau wird das Buch für den Entwurf von Di gebäuden, namentlich von Güterschuppen, wertvolle Di leisten. Dr.

# Verschiedenes.

## Die metallographischen Ferienkurse an der Technischen Hochschule zu Berlin

unter Leitung von Prof. Dr. Ing. Hanemann finden im März dieses Jahres statt.

Vom 5. bis 15. März dauert der Kurs I, (Technik der Metallographie, Kristallisationslehre, Zustandsschaubilder, Metallographie von Stahl, Grauguß, Temperguß, Hartguß, Grundzüge der Wärmebehandlung und Schmiedebehandlung, des Glühens, Härtens, Vergütens).

Vom 19. bis 25. März Kurs II, (Röntgenspektroskopie, te Zustandsschaubilder, Verfestigung und Rekristallisation, spe Metallographie des Stahles und Graugusses).

Die Kurse bestehen aus täglich zwei Stunden Vortrag vier Stunden Übungen. Die Teilnehmergebühr beträgt RM 1 für Kurs I und RM 100.— für Kurs II.

Anfragen und Anmeldungen sind zu richten an das A institut der Technischen Hochschule, Charlottenburg 2, Ber straße 171.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München. Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

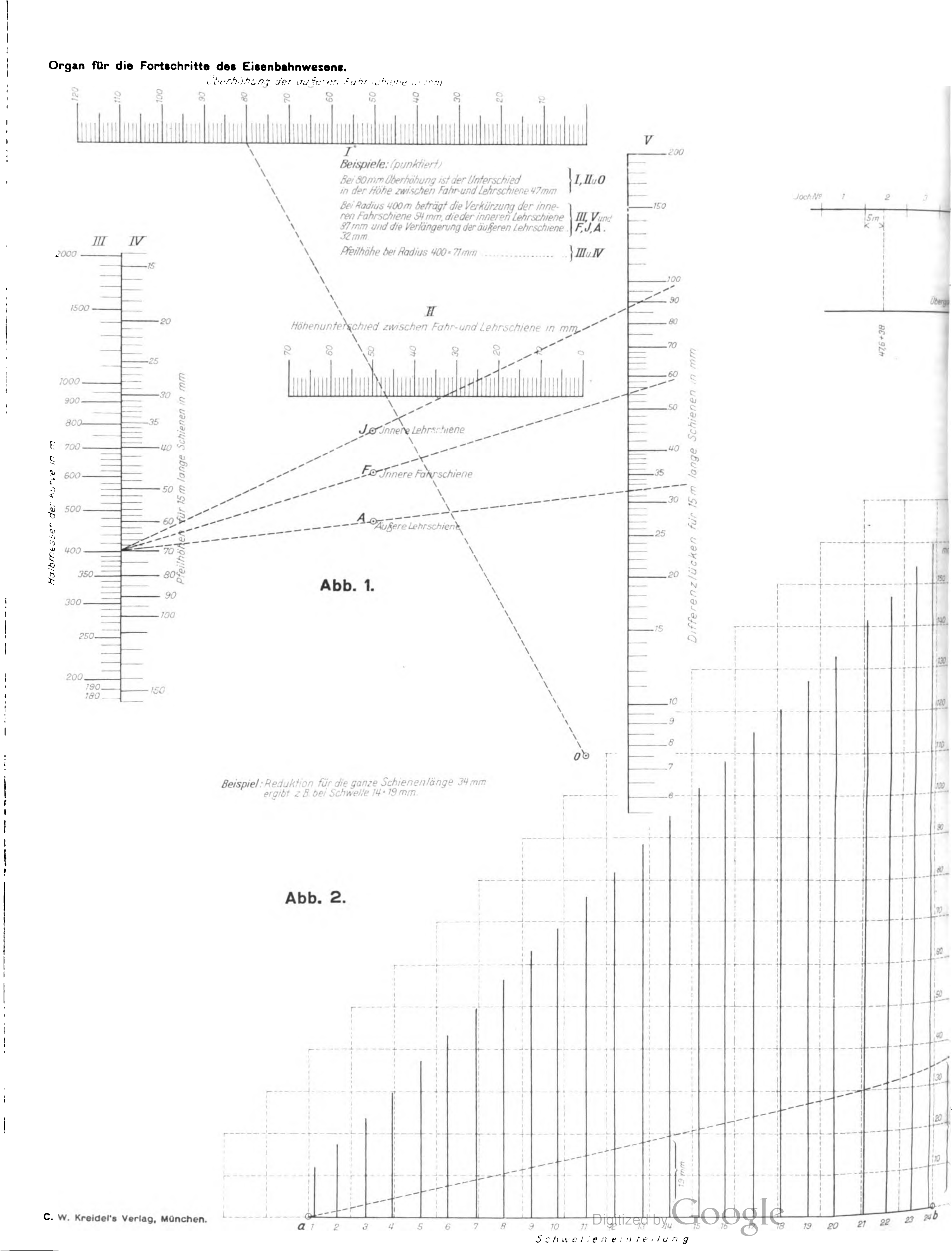
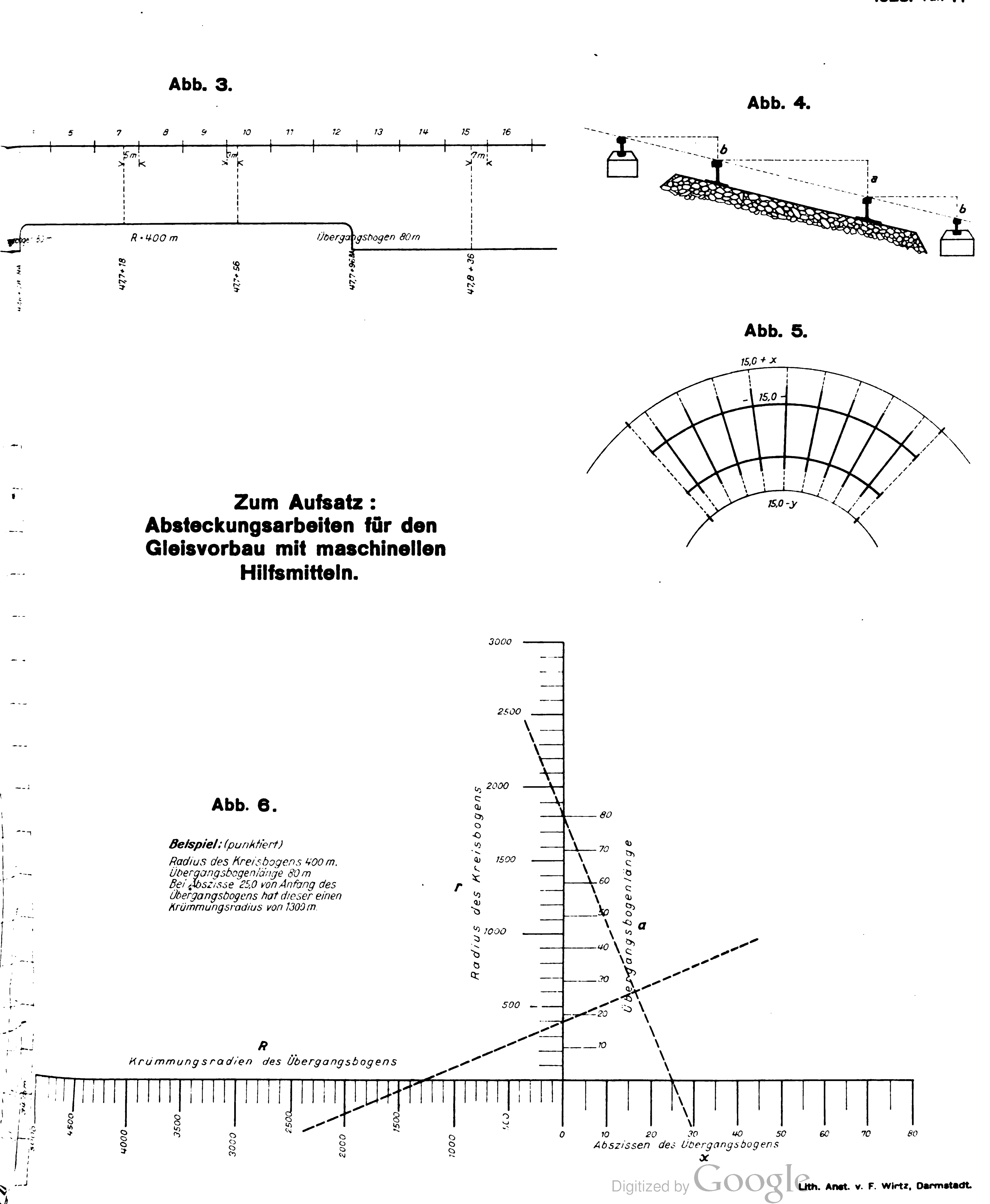


Abb. 1.

Abb. 2.

C. W. Kreidel's Verlag, München.






Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.




UNIV.
OF
MICH.

**Zum Aufsatz: Der Bauzug**

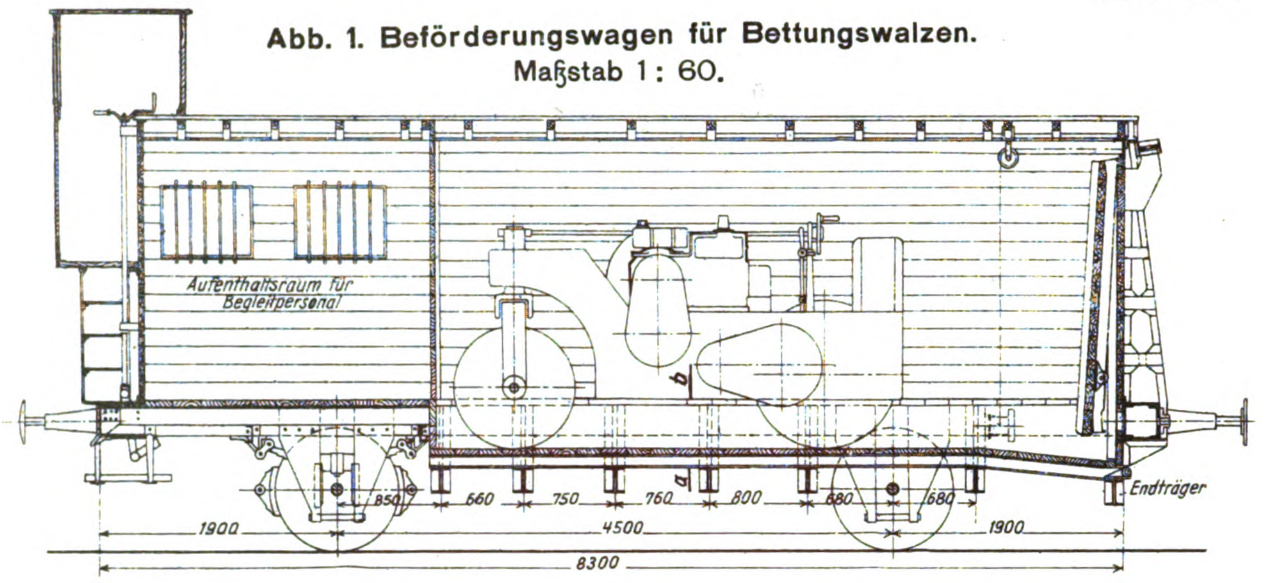
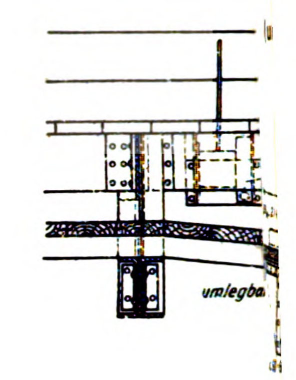



Abb. 1. Beförderungswagen für Bettungswalzen. Maßstab 1 : 60.



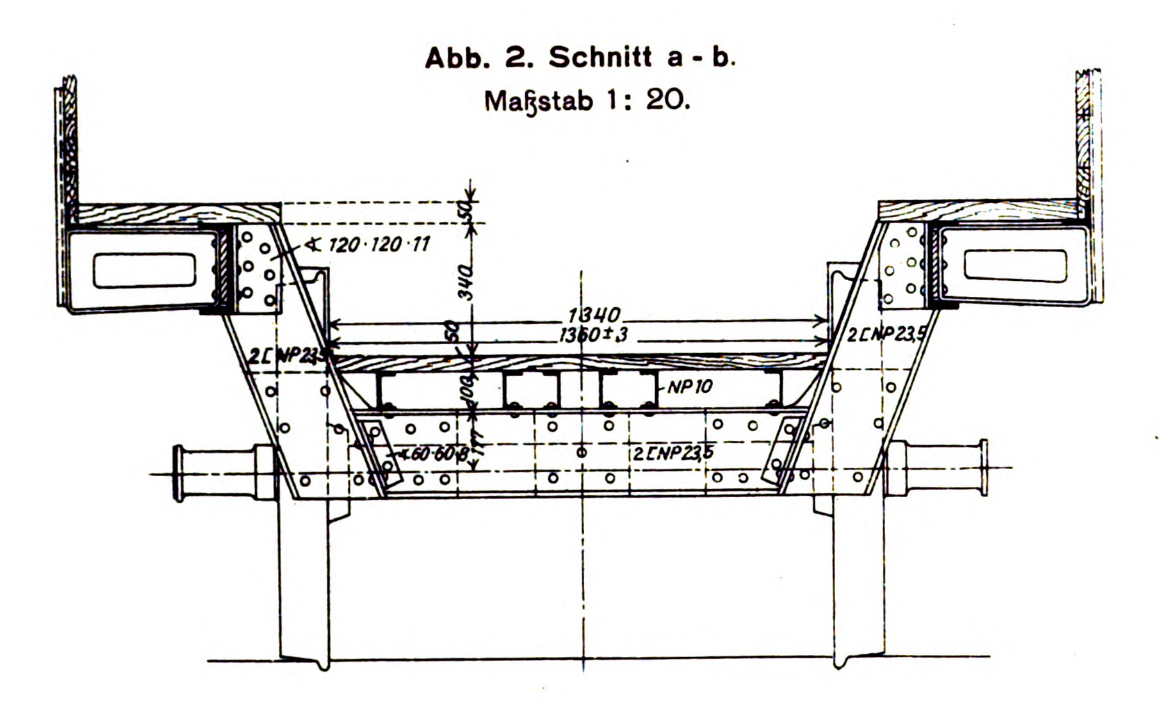




Abb. 2. Schnitt a - b. Maßstab 1 : 20.

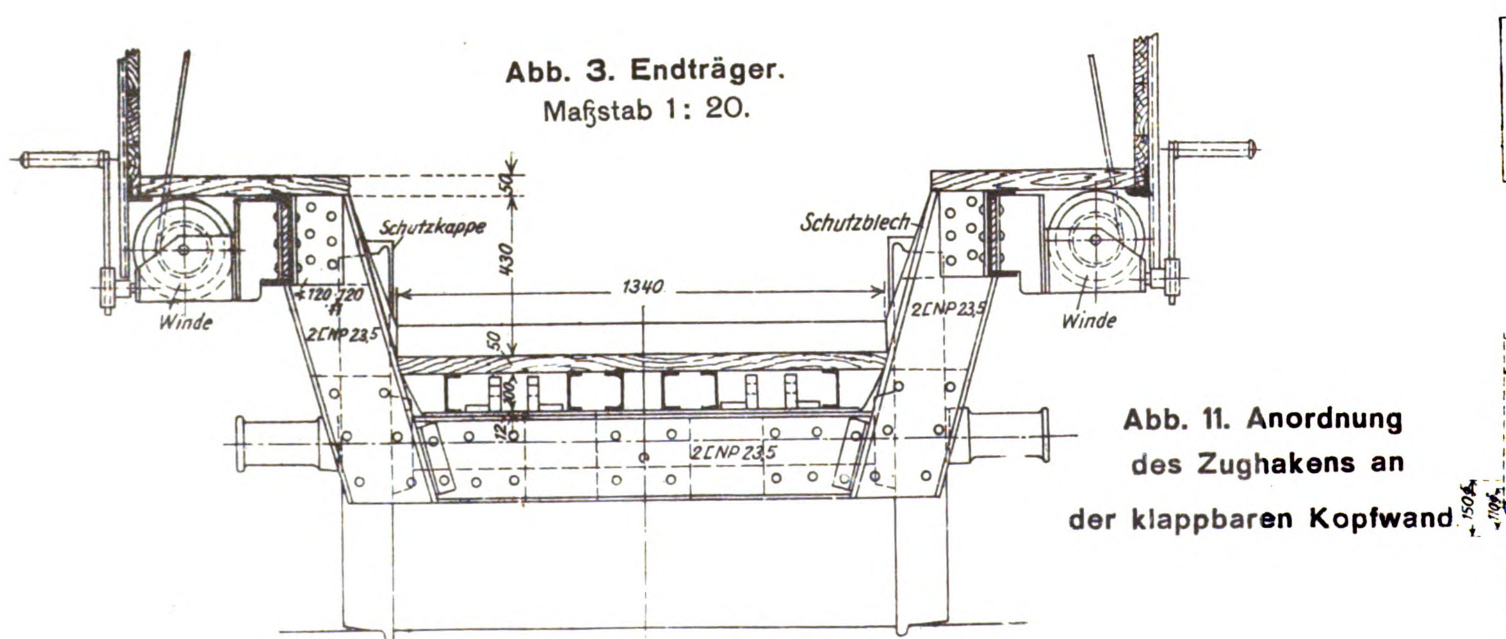



Abb. 3. Endträger. Maßstab 1 : 20.

Abb. 11. Anordnung des Zughakens an der klappbaren Kopfwand.

## Reichsbahndirektion Essen.

**Abb. 4. Auffahrrampe für die Bettungswalze (umgeklappte Stirnwand mit Verlängerungsstück und Holzvorlage).**
Maßstab 1: 30.

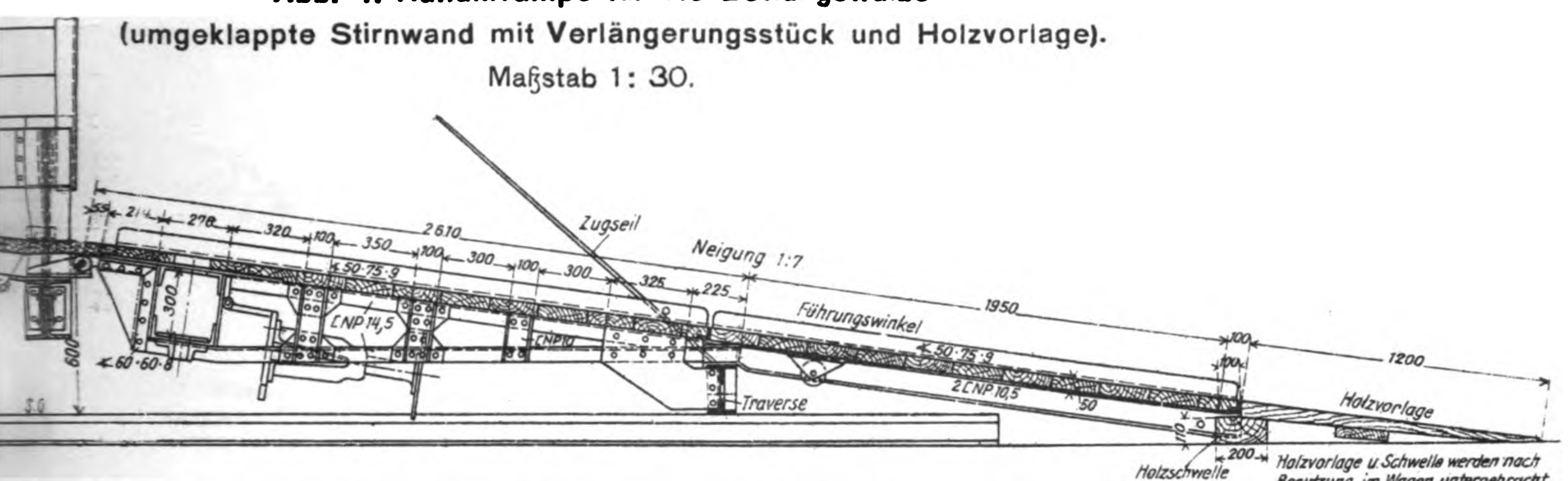



**Abb. 5. Wagen für den Bahnmeister.**

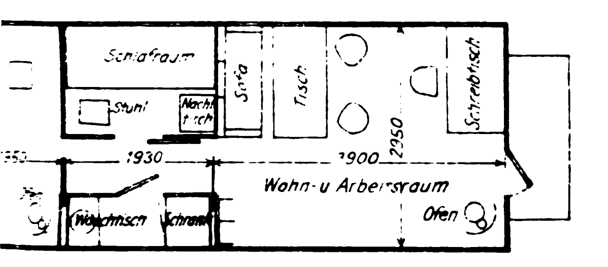



**Abb. 8. Küchenwagen.**

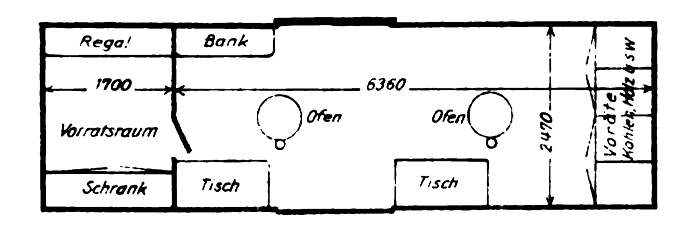



**Abb. 6. Wagen für Arbeiter.**

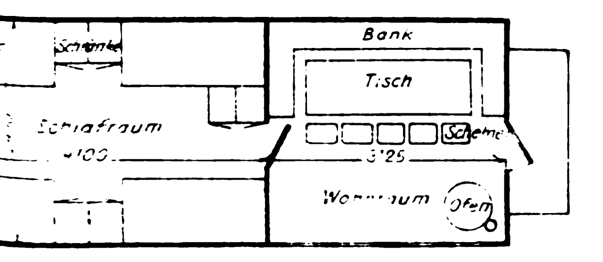



**Abb. 9. Geräte- und Maschinenwagen.**

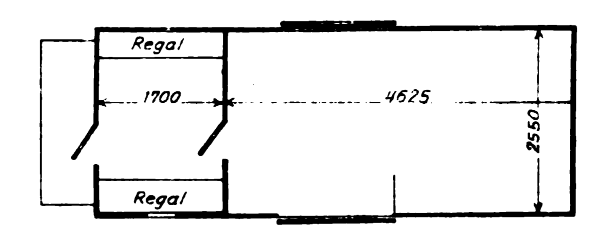



**Abb. 7. Wagen für Rottenführer.**

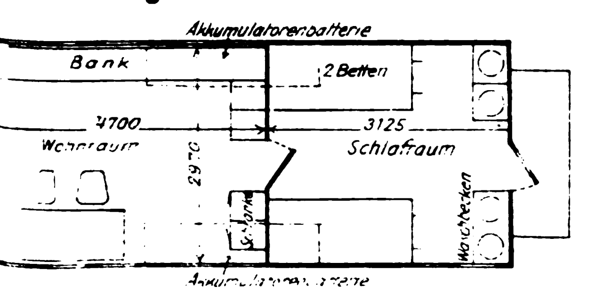



**Abb. 10. Waschwagen.**

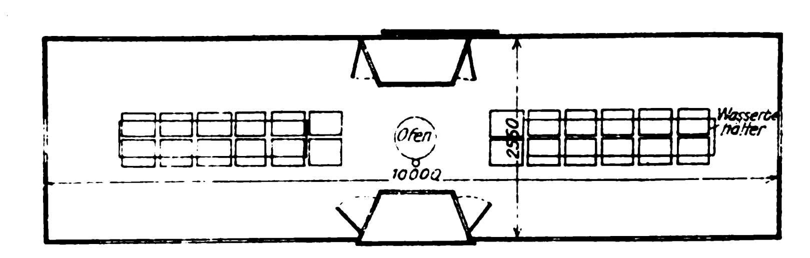
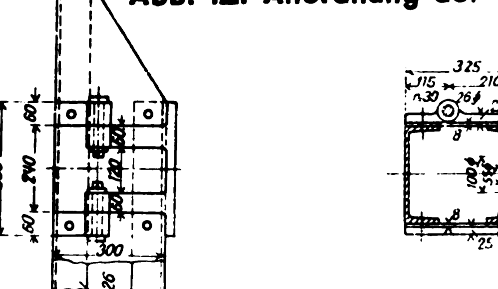
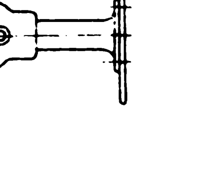



**Abb. 12. Anordnung der klappbaren Puffer.**



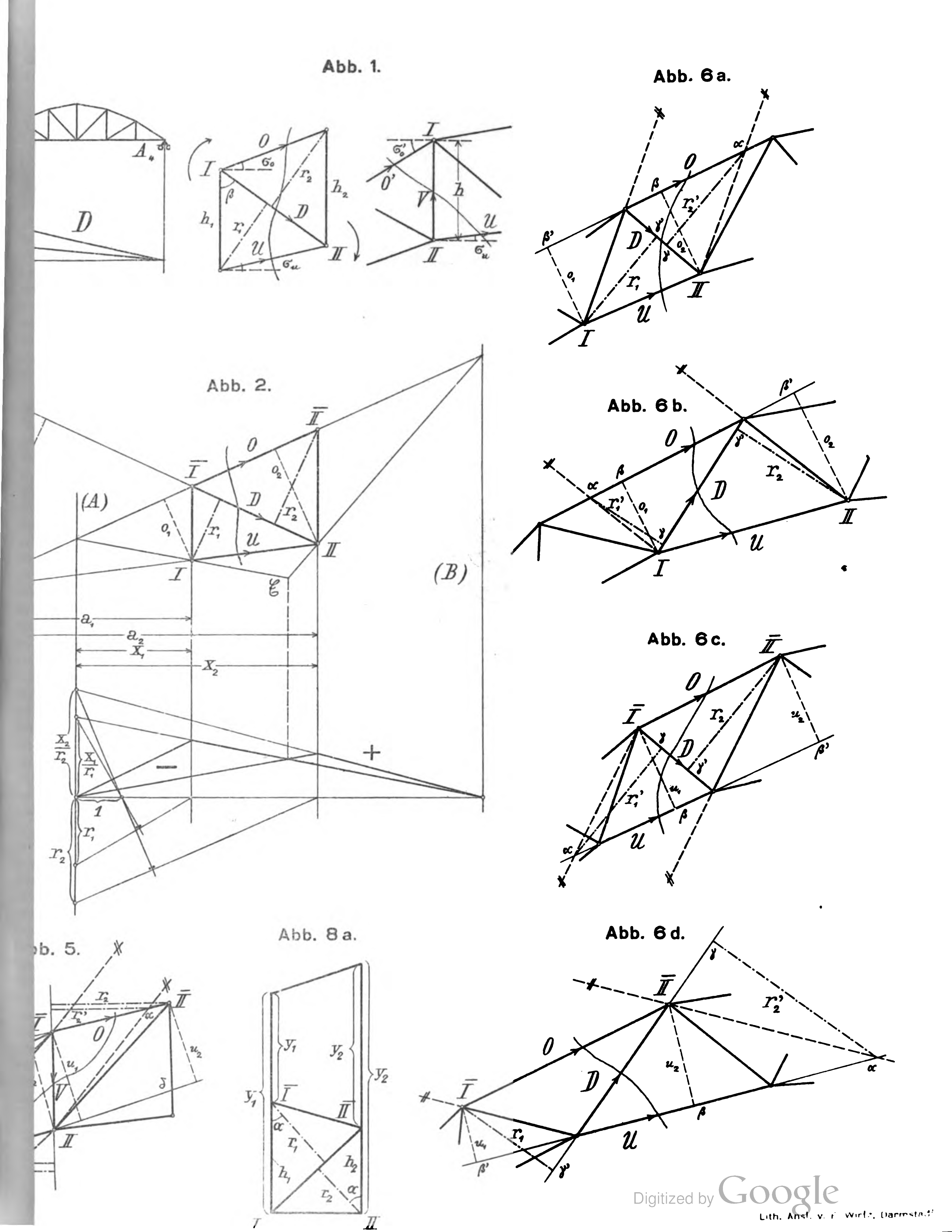






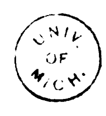
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

b. 5.






Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt


UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 1. März 1928 | Heft 5

## Neuerungen in französischen Güterbahnhöfen mit besonderer Berücksichtigung der Mechanisierung*).

Von Baurat **W. Kaempf**, Direktor der Gesellschaft für Oberbauforschung, Berlin.

Die im Kriegsgebiet gelegenen Güterbahnhöfe der französischen Nordbahn sind beim Wiederaufbau einer gründlichen Umarbeitung bzw. Erneuerung unterzogen worden; teilweise ist sogar eine vollständige Verlegung erfolgt. Es ist sehr interessant zu erfahren, daß acht Güterbahnhöfe neu als Gefällsbahnhöfe erstellt wurden — Lille, Amiens (Longeau), Laons, Valenciennes, Olnoix, Lens, Derniers, Dünkirchen — und daß die Nordbahn nur noch einen großen Flachbahnhof mit Eselsrücken besitzt. Der wichtigste von diesen Gefällsbahnhöfen, der Güterbahnhof von Lille, La Délivrance getauft, wurde mit allen bekannten Neuerungen und Einrichtungen versehen, welche schnellen Betrieb ermöglichen und die Betriebskosten herabsetzen können.

Früher gehörten zu Lille mehrere kleine Umstellbahnhöfe, deren größter südlich von Lille bei Fives gelegen war. Der Rationalisierung entsprechend sollte nun aller für Lille in Betracht kommende Güterverkehr in einem großen Bahnhof zusammengefaßt werden. Da in der Liller Gegend vornehmlich Westwinde herrschen, so war zwecks Vermeidung der berüchtigten Störungen im Ablaufbetrieb durch den Wind die Nordsüdrichtung vorgeschrieben; um die Ausdehnung der Stadt nicht zu behindern und in der Anlage des Bahnhofes nicht beschränkt zu sein, sowie die Kosten des Grunderwerbs möglichst niedrig zu halten, wurde ein brachliegendes Gelände bei dem Orte Lomme südwestlich Lille, gewählt, das sich außerdem vorteilhaft für einen Gefällsbahnhof eignete. Durch die Kriegsumbauten und Kampfhandlungen waren die bisherigen Bahnhöfe für den Friedensbetrieb völlig unzureichend geworden, es mußte deshalb mit aller Schnelligkeit Neues geschaffen werden. Erschwerend wirkte, daß die Benutzung fast sofort von Baubeginn an einsetzte, und daß der Baugrund infolge des hohen Grundwasserstandes Schwierigkeiten bereitete. Aus diesem Grunde wurden sämtliche Gebäude, Werkstätten, Wassertürme und sonstige Schuppen in Beton erstellt. Der Bahnhofbau soll trotz aller Schwierigkeiten in einem Jahr durchgeführt worden sein.

Das Gelände ermöglichte, wie beabsichtigt, die Bahnhoflage in nordsüdlicher Richtung, dementsprechend mußte der Anschluß an die Hauptgleise erfolgen. Der Bahnhof erhielt die Gestalt einer Birne, dadurch hervorgerufen, daß im Osten die Hauptgleise den Bahnhof in einem flachen Bogen begrenzen, während im Westen die von Süden kommenden Züge in einer großen Schleife so um den Bahnhof herumgeführt werden, daß sie ebenfalls in die am nördlichen Anfang gelegene Einfahrgleisgruppe einmünden (Abb. 2 siehe Seite 80). Durch diese Gestaltung, die in den Anlagekosten wohl etwas teuerer wurde, was jedoch bei dem billigen Gelände nicht sehr ins Gewicht fiel, werden die von Süden einlaufenden Züge unschwer auf die Höhe der Einfahrgleise gehoben. In Verbindung mit den entsprechend gelegten anderen Gruppen verringern sich hierdurch die Betriebskosten, und gerade auf diese Verringerung hat die Nordbahn, wie aus allen Einrichtungen zu ersehen ist, das Schwergewicht gelegt. Es ist mit vielem Eifer vornehmlich darauf geachtet, daß der Anschluß an die Hauptgleise, sowie die Anordnung der einzelnen Gruppen- und Verkehrsgleise durch entsprechende Unter- und Überführungen derart erfolgte, daß so gut wie gar keine gegenseitige Behinderung eintreten kann. Außerdem ist in großzügiger Weise auf jede mögliche Erweiterung Rücksicht genommen. Der Gleisplan bietet eine Doppelanlage, so daß zwei Züge gleichzeitig und vollständig voneinander unabhängig zerlegt werden können. Ein u. U. erforderliches, weitergehendes Zurechtstellen nach Stationen geht über Ausziehgleise nach der Ausfahrgruppe vor sich.

Hintereinander liegen die 14 Einfahr- und die 37 Richtungsgleise, östlich neben ihnen die 20 Ausfahrgleise. Die Gleisanlage erhält hierdurch eine gedrängte Anordnung, und durch einen, in zentraler Lage seitlich neben den Richtungsgleisen errichteten 30 m hohen Turm, Mirador genannt, nebst Aussichtsbalkonen, ist den Aufsichtsführenden ein hervorragender Übersichtspunkt geschaffen. Als besonders erwähnenswert sind die Anordnung der Gleise und die Ausbildung der Weichen zu nennen. Die Köpfe sämtlicher Gleisgruppen sind gebüschelt, und es sind fast durchgängig symmetrische **Dreiwegeweichen** genommen. (Diese Weichenbauart ist auch in Deutschland unter dem Namen Doppelweiche oder symmetrische Doppelweiche bekannt. Sie ist jedoch mehr und mehr durch verschränkte Doppelweichen, auch Folgeweichen genannt, verdrängt worden, welche die Verwendung normaler Zungenvorrichtungen mit Spitzenverschlüssen gestattet. Diese Weichen sind indes bedeutend länger als die französischen symmetrischen Dreiwegeweichen). Hierdurch wird die Gleisentwicklung überaus einfach. Ein großer Vorteil dieser Anordnung liegt besonders für die Richtungsgleise darin, daß in allen Gleisen die gleiche Anzahl Weichen zu durchfahren ist, und daß die Weichen ziemlich gleich weit vom Abrollpunkt entfernt sind, wodurch der Widerstand in den verschiedenen Gleisen nicht sehr unterschiedlich wird; ein Punkt, der für den Rangierbetrieb von größter Wichtigkeit ist. Es ist dies die Gleisentwicklung, die Dr. Bäseler in Heft 16, 82. Jahrgang des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" entwickelt, und welche zum großen Teil das schnelle Rangieren in Hamm ermöglicht.



Abb. 1. Bahnhof Bordeaux. Gleisanlage mit Dreiwegeweichen und Gleisbremsen mit doppelseitiger Bremsung.

Bei diesem Punkt muß sofort darauf aufmerksam gemacht werden, daß in Frankreich bei den besichtigten Bahnhöfen der Nord-, Süd- und Ostbahn diese Ausbildung, als für den Rangierbetrieb am besten seit langem bekannt, mehrfach anzutreffen ist und keine Neuerungen darstellt, wie es unter anderen der alte Bahnhof Bordeaux beweist (Abb. 1).

*) Bericht über eine Studienreise.

Die Streckenanschlußgleise in Bahnhof Lille führen mit einer Rampe von 0,009 auf 200 m bis kurz hinter den Gleisbündelkopf der Einfahrgleisgruppe, die in einem fortschreitenden Neigungswechsel liegt. Die Neigungen dieser Gruppe sind dann folgendermaßen (Abb. 3): 1:400 auf 235 m, 1:182 auf 150 m, 1:156 auf 50 m, 1:125 auf 50 m, 1:153 auf 110 m. Mit diesen rund 600 m ist die Länge der Einfahrgleise abgeschlossen. Die Unstetigkeit des Profils am Ende der Einfahrgruppe ist durch nachträgliche Profiländerung entstanden, weil die ablaufenden Wagen durch ein steileres Gefälle eine größere Geschwindigkeit zwecks besseren Durchlaufens durch die Weichen im Kopf der Richtungsgleise erhalten sollten. Dieser steilste Teil liegt in der Zusammenziehung der Gleise und beträgt 1:56 auf 80 m. Vergleichsweise sei erwähnt, daß die Neigung an dieser Stelle bei den deutschen Gefällsbahnhöfen Dresden-Friedrichstadt 1:80 beträgt, während bei Zwickau auf 1:50 gegangen wird. Es reiht sich dann eine Rampe von 1:125 auf 100 m an. Über diesen schmalsten Teil der Gleiszusammenschnürung ist das später zu beschreibende Weichen- und Bremsstellwerk, Bude 4, errichtet. Es folgt der Kopf des Gleisbündels der Richtungsgleise mit 1:200 auf 135 m, in welchen die letzten Weichen angeordnet sind. Hieran schließen sich die Richtungsgleise mit 1:133 auf 150 m.

Als weitere Sehenswürdigkeit dieses Bahnhofes ist unbedingt die ferngesteuerte, seit 1923 eingebaute Hemmschuhbremse des Herrn Ing. Deloison, Leiters der Lokomotiv- und Wagen-, sowie Betriebswerkstätten von La Délivrance zu erwähnen (Abb. 4 und 5). Die näheren Angaben über die Bauart dieser Bremse sind in dem Aufsatz auf S. 86 dieses Heftes enthalten.



Abb. 2. Rangierbahnhof La Délivrance bei Lille.



Abb. 3. Einfahrgruppe mit Höhenlinie auf Rangierbahnhof Lille. Längenmaße 1:5000; Höhenmaße 1:200.

Parallel zum Gleise in geringem Abstand von der einen Schiene ist eine Gleitschiene angebracht, die am unteren Ende abgewinkelt ist. Gegenüber dem Knickpunkt ist an dem Gleis mit obigem Abstande eine Abweiche angebracht. In diesem entstandenen Spalt wird vermittels eines endlosen Seiles ein Gleitbock mit nach oben gerichtetem Anschlag geführt. Das Seil umläuft ein Spill, das von einem Motor vorwärts und rückwärts bewegt und in jeder gewünschten Lage angehalten werden kann. Ein Hemmschuh mit seitlich verbreiteter Unterplatte nebst einem nach unten in den Spalt passenden Führungsstück wird auf der Schiene durch den erwähnten Anschlag des Gleitbockes vorgeschoben. Durch entsprechende Steuerung des Motors kann man also den Hemmschuh bis zu jedem gewünschten Punkt bringen. Nach eingenommener Stellung kehrt der Gleitbock selbsttätig sofort in seine Ruhestellung

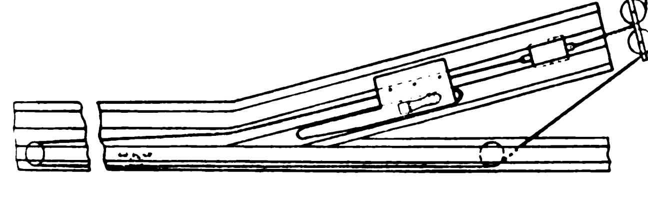


Abb. 4.
Ferngesteuerte Hemmschuhbremse. Bauart Bahnhof Lille.

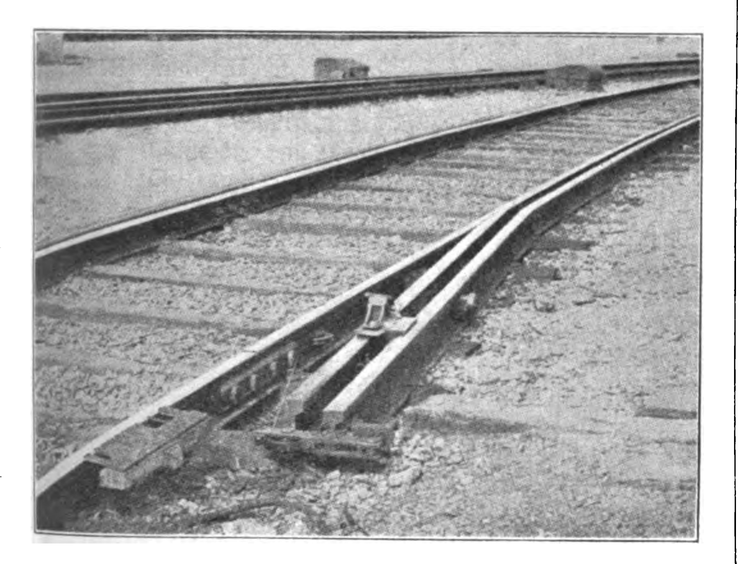


Abb. 5. Ferngesteuerte Hemmschuhbremse auf Bahnhof Lille.

in der Abweiche zurück und gibt den Schuh frei. Soll also die Geschwindigkeit eines Wagens vermindert werden — denn es soll nie ein Wagen in der Bremse zum Halten kommen — so läßt der Bremswärter den Hemmschuh eine solche Strecke dem Wagen entgegenfahren, wie er sie für die zu erreichende Geschwindigkeitsverminderung für nötig erachtet. Ist das Rad auf den Hemmschuh gefahren, so wird der Wagen so lange abgebremst, bis der Hemmschuh an der Abweiche unter dem Rade seitlich hervorgezogen wird. In der nun vom Hemmschuh eingenommenen Anfangsstellung kann die zweite Wagenachse unbehindert vorbeifahren. Für die Bedienung sind sehr sinnreiche Handsteuerapparate konstruiert. Damit nicht Beschädigungen des Apparates dadurch eintreten können, daß während des Auslegens des Hemmschuhes ein Wagen auf denselben auffährt, ist die der Bremsstrecke vorausgehende Schiene isoliert. Fährt ein Wagen auf die isolierte Schiene, so wird der Gleitbock ungeachtet seiner jeweiligen Stellung sofort rückwärts gesteuert. Der Hemmschuh ist dann zwar nicht in die beabsichtigte Stellung gekommen und somit die Bremsung nicht so stark wie gewünscht, es wird aber jeder Bruch vermieden. Da der Motor nur 1 PS stark ist, sind die Stromkosten gering. Infolge der Übersetzung hat der Gleitbock eine Geschwindigkeit von 3 m/Sek. Selbst bei längeren Bremswegen kann der Hemmschuh stets einem unmittelbar folgenden Wagen wieder entgegengefahren werden.

Bis jetzt sind 16 solcher mechanisierter Hemmschuhe eingebaut, die von zwei Bremswärtern bedient werden. Der eine Bremswärter steht in der Stellwerksbude 4 zwischen Einfahr- und Umstellgruppe, der zweite in einem Häuschen seitlich neben den auseinanderlaufenden Gleisen.

Man schätzt die Leistungsfähigkeit des Bahnhofes auf 4500 bis 5000 Wagen. Der Verkehr ist indes noch nicht über 3000 bis 3200 Wagen gestiegen. Die früheren wöchentlichen Beschädigungskosten in Höhe von 3000 fr. sind in letzter Zeit durch die Verwendung der Bremse Deloison auf 105 fr. zurückgegangen. Selbstverständlich mußte sich das Personal erst an die Bremse gewöhnen. Die jetzt noch vorkommenden Beschädigungen sollen sich eigentlich nur in der Nacht ereignen, weil naturgemäß bei der Nachtarbeit die Übersicht leidet und auch die Aufmerksamkeit der Bediensteten eine geringere ist. Die Abrollgeschwindigkeit der Wagen schwankt bis 0,85 m/Sek., die Wagengeschwindigkeit vor der ersten Bremse beträgt 5 m/Sek. Die Bremsen haben verschiedene Längen, von 10 bis 30 m. Die Bremsen, die in den vier Zonen angeordnet sind, haben sich so gut bewährt, daß der Bahnhof vollständig mit ihnen ausgerüstet werden soll. Im Laufe der nächsten zwei Jahre werden die fehlenden 47 Bremsen eingebaut, die je nach Bedarf eine verschiedene Länge haben bzw. doppelt hintereinander sein werden. Es wurde behauptet, daß die Nordbahn diese Bremse in ihren Bahnhöfen einheitlich einführen will.

Die Steuerung der später vorhandenen 63 Bremsen soll in einem Turm ziemlich im Anfang der Richtungsgleisgruppe vereinigt und von drei Mann bedient werden. Man hofft, daß dann alle Hemmschuhleger entfallen können. Die Weichenstellung erfolgt elektrisch von 6 Stellwerksbuden, Nr. 1 und 6 an der Süd- bzw. Nordeinfahrt zum Bahnhof, Nr. 2 und 3 am Südende der Richtungs- bzw. Ausfahrgleise, Nr. 4 am Flaschenhals zwischen Einfahr- und Richtungsgleisen, Nr. 5 am Nordende der Ausfahrgruppe. Stellwerk Nr. 4 ist das wichtigste, die Seele des Bahnhofs. Seine hohe Lage bietet eine glänzende Übersicht. Um nicht, wie bei unseren Brückenstellwerken, dem Winde Führung und verstärkten Zug zu geben, ist das Stellwerk in eine windbrechende Eisenkonstruktion eingebaut, die gleichzeitig als Fußgängerbrücke über die Gleise ausgebildet ist. Auch sonst ist noch Vorsorge zum Schutze gegen die vorherrschenden westlichen Winde getroffen. Längs der westlichen Seite der Richtungsgleise und bis über den Kopf der Einfahrgleise sind 4 bis 6 Reihen Pappeln eingepflanzt, eine Maßnahme, die man mehrfach auf französischen Bahnen antrifft.

An der Weichenstellbude 4 ist auch die Gleisanzeigetafel angebracht. Auf dieser Tafel werden durch Glühlampen nach vorn und hinten die Zahlen für die Gleise angegeben. Außerdem sind noch verschiedene Zeichen für besondere Bewegungen angebracht, wie z. B. — Halt Umstellokomotive — Langsam drücken — Abdrücken mehrerer Wagen ohne Bremsbesetzung — Vorsichtswagen — usw. Bei Stellung des Signals „Vorsichtswagen", das des schnelleren Begreifens halber mit andersfarbigen Lampen erfolgt, ertönt gleichzeitig eine Hupe. Die unwirtschaftliche Spitzendampflokomotive ist durch eine für diese Zwecke besonders gebaute Verbrennungsmotorlokomotive ersetzt. Die Papiere der angekommenen Züge werden alsbald vermittels einer leichten Seilbahn, deren

Anfang in der Nähe des Abrollpunktes ist, längs des Bahnhofs zur Zugabfertigungsstelle geschafft. Ein kleiner Motor betätigt die Anlage. Bei langen Strecken im Bahnhof macht sich hierdurch eine Personalersparnis bemerkbar. Aus gleichen Gründen und weil das Gelände sehr billig und Platz vorhanden war, ist zum Drehen der Lokomotive statt einer Drehscheibe eine Spitzkehre verwendet worden, deren Weichen vom benachbarten Stellwerk mitbedient werden. Es kommt hierdurch der Drehscheibenwärter in Fortfall.

Ohne auf die ganz neuzeitlich eingerichteten Wagen- und Lokomotivwerkstätten, die Bekohlungseinrichtung und das mit Weichen verschwenderisch ausgerüstete Lokomotivheizhaus näher einzugehen, ist noch auf eine Organisation aufmerksam zu machen, für welche ein besonderes Gebäude vorhanden ist. Die fahrbereiten Lokomotiven werden nämlich vom Schuppenpersonal nach diesem Bereitschaftsgebäude überführt und dort dem Lokomotivpersonal übergeben, worauf die Lokomotive unmittelbar an den Zug fährt. Dieser Schuppen, in der Nähe des Stellwerkes 4, dient ebenfalls als Windbrecher. Sehr bemerkenswert ist eine Einrichtung an den Lokomotiven der französischen Nordbahn zur Sicherung des Zuges, bzw. zur Verhütung des Signalüberfahrens auf der Strecke. Mitten im Gleis, kurz vor dem Vorsignal, befindet sich ein etwa 2 m langer und 10 m breiter Bock mit Kupferbelag, seines Aussehens wegen „Krokodil" genannt, welcher unmittelbar an das Umgrenzungsprofil reicht. Jede Lokomotive streicht mit einer unten an der Lokomotive angebrachten Kupferbürste mit langen Lamellen über diesen Bock und schließt hierbei einen Stromkreis, durch welchen eine Hupe auf der Lokomotive anspricht. Diese Einrichtung ist bei den französischen Bahnen als behördliche Auflage eingeführt.

Es liegt außerhalb des Rahmens dieser Arbeit, auf die interessanten Punkte des Liller Gleisplanes näher einzugehen, aber auch das Berichtete genügt, um festzustellen, daß die Nordbahn ein sehr interessantes Bauwerk mit diesem Bahnhof geschaffen hat, der in vieler Hinsicht geradezu vorbildlich ist. Der Bahnhof soll von dem Direktor der französischen Nordbahn persönlich entworfen sein.

Außer der Nordbahn hat sich auch die Südbahn mit dem Problem der Mechanisierung des Rangierbetriebes eifrig beschäftigt, interessante Apparate konstruiert und in strengem Betrieb erprobt. Der Bahnhof Bordeaux-St. Jean zeigt verschiedene Einrichtungen.

Im Gegensatz zu Lille ist Bordeaux ein älterer Bahnhof. Einrichtungen, die im Laufe der Zeit erfolgt sind, können daher natürlich nicht das Gesicht des Bahnhofs im ganzen verändern; sie sind stets nur eingefügte Verbesserungen des nicht sehr glücklich gelegenen und zu kurzen Bahnhofs. Es fehlt der große Wurf wie bei dem neuzeitlichen „La Délivrance". Die örtliche Lage von Bordeaux in einer vorwiegend landwirtschaftlichen Gegend kann selbstredend nicht den Verkehr des industriereichen Nordfrankreich haben; so ist vorläufig nicht an einen Neubau zu denken. Die französischen Ingenieure sind indes hinsichtlich Betriebsverbesserung und Mechanisierung sehr tätig.

Abb. 6.
Anordnung der Bremsen am Kopf der Richtungsgleise auf Rangierbahnhof Bordeaux.

Bordeaux ist ein Flachbahnhof mit Eselsrücken, der nach seiner Erhöhung um 40 cm jetzt 2,50 m hoch ist (Abb. 6). Die Entkupplungs- oder Gegenrampe in den Einfahrgleisen am Eselsrücken ist 1:50 auf 41,50 m, dann 1:40 auf 27,25 m, darauf 1:50 auf 7,40 m bis zum Brechpunkt. Nach den Richtungsgleisen sind die Neigungen 1:50 auf 7,40 m; 1:30 auf 16,55 m; 1:40 auf 26,32 m; 1:70 auf 15,70 m; 1:90 auf 25,25 m; 1:285 auf 193,78 m mit anschließender Wagrechten. Wie bereits eingangs erwähnt, hat auch Bordeaux symmetrische Dreiwegeweichen, die sich überaus kurz bauen. Die Spitzen der ersten Verteilungsweichen liegen ungefähr 66 m vom Gipfel des Eselsrückens entfernt, die Entfernung bis zu den folgenden Weichen weitere 46,85 m und schließlich noch 37,80 m bis zu dem letzten Weichenzirkel.

Trotz der jahrelangen Benutzung sind die spitzbefahrenen Weichen in gutem Zustande und geben zu Klagen keine Veranlassung.

Die interessanteste Neuerung des Bahnhofs sind die ferngesteuerten Hemmschuhbremsen des Herrn Ingenieur Cadis, stellvertretenden Vorstands der Bauinspektion in Bordeaux und des Herrn Ingenieurs Farenc der Direktion der Südbahn in Paris. Die vor zwei Jahren in mehreren Ausführungen eingebaute Bremse hat in der Zwischenzeit mehrfache Verbesserungen erfahren. Es kann ihr daher nachgesagt werden, daß sie die Feuerprobe gut bestanden hat (Abb. 7). Die Einrichtung ist folgende: Eine Gußhülse mit einem seitlichen Lappen, auf welchem der Hemmschuh befestigt ist, gleitet auf einer Führungsschiene. Die Hülse umgreift eine Welle, auf welcher mehrere Spiralfedern sitzen; Welle und Führungsschiene sind an den Enden verbunden. Unten an der Hülse ist ein Gleitstück, welches am Ende des Weges an einer dort an der Schiene angeschraubten Abweiche entlanggleiten kann. Hierdurch wird der Hemmschuh unter dem Rade herausgezogen und das Ende des Bremsapparates unter Spannung einer Feder zur Seite geschoben.

Der Apparat besitzt zwei Stellungen, die Bereitschafts- und die Bremsstellung. In der ersten ist der Hemmschuh nebst Führungsstange soweit beiseite gerückt, daß die Wagen ungebremst durchfahren können. Für die Bremsstellung wird die Gleitschiene an das Gleis herangerückt und der Hemmschuh auf die Schiene aufgelegt.

Sobald in der Bremsstellung ein Rad auf den Schuh aufläuft, gleitet dieser unter Verminderung der Geschwindigkeit auf der Schiene, und die Hülse drückt die Federn zusammen. Gegen Ende des Bremsweges an der Abweiche wird, wie bereits erwähnt, der Hemmschuh unter dem Rade heraus-



Abb. 7. Bahnhof Bordeaux. Ferngesteuerte Hemmschuhbremse. Bauart Cadis.

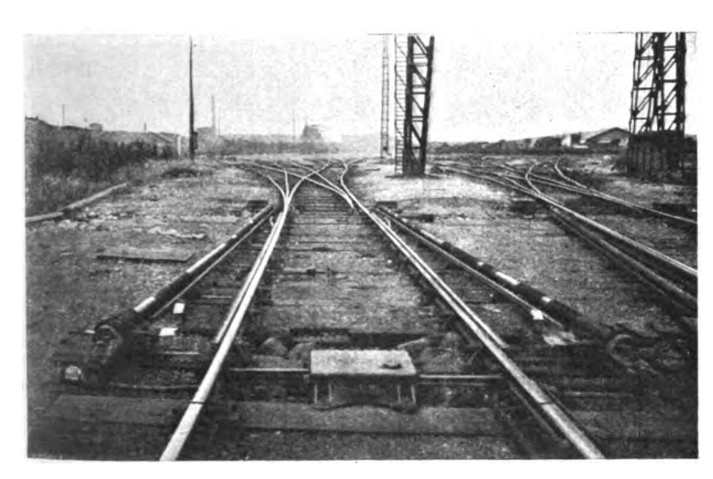


Abb. 8. Bahnhof Bordeaux. Zweiseitige Hemmschuhbremse Bauart Cadis.

gezogen, der Apparat zur Seite gedrückt und von der Schiene entfernt. Gleichzeitig wird ein Kontakt betätigt, welcher den Stromschluß für einen Motor gibt, der das obere Ende des Bremsapparates aus der Bremsstellung in die Bereitschaftstellung rückt. In diesem Augenblick schleudern die gespannten Spiralfedern die Hülsen nebst Hemmschuh in die Anfangsstellung zurück, so daß der Apparat zu weiterer Bremsung wieder bereit ist. Es ist also stets der gleiche Bremsweg. Ferner ist die Möglichkeit geschaffen, mehrere Bremsungen selbsttätig hintereinander eintreten zu lassen. Bei abrollenden Gruppen von Wagen ist die Einrichtung von großer Wichtigkeit, und sie ist ein großer Vorteil, den von allen bekannten Hemmschuhbremsen nur diese besitzt. Dabei besteht keine Gefahr, daß irgendeine Beschädigung eintritt, wenn der Hemmschuh zufällig gerade gegen den Radreifen gedrückt wird. Der andrückende Motor ist nur schwach, und daher wird der Hemmschuh zur Seite gehalten und schwingt erst nach Vorübergang des Rades auf die Schiene.

Anfänglich war diese ganze Bremsvorrichtung nur einseitig, d. h. es handelte sich nur um einen Hemmschuh. Diesen Apparat hat man jedoch im allgemeinen verlassen und ihn durch einen doppelten ersetzt, bei welchem auf beiden Schienen des Gleises in gleicher Höhe je ein Hemmschuh aufgelegt wird (Abb. 8). Man ist aber auch noch weitergegangen und hat Doppelapparate hintereinander angeordnet (Abb. 9). Für einige Sonderfälle indessen, die weiter unten beschrieben werden, wird der Einzelapparat noch angewendet. Die

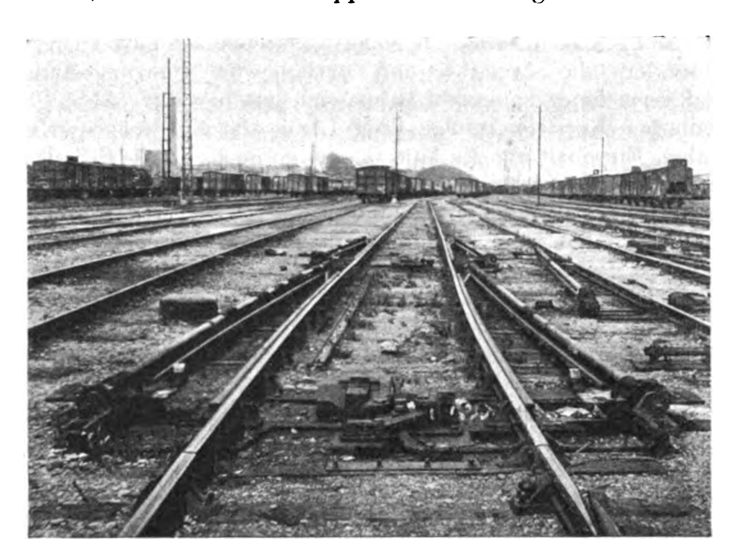


Abb. 9. Bahnhof Bordeaux. Zwei doppelseitige Hemmschuhbremsen hintereinander.

Änderung machte sich infolge Erfahrungen der Praxis, sowie auf Grund theoretischer Überlegungen erforderlich.

Beides brachte die Erkenntnis, daß der Einfachapparat bisweilen ein verfrühtes Ausschalten des Hemmschuhes unter dem Rade zuläßt. Die Achse kommt nämlich durch den Hemmschuh nicht sofort zum Stehen, sondern sie dreht sich noch kürzere oder längere Zeit. Die Reibung zwischen Hemmschuh und Rad ist somit nicht ruhende, sondern gleitende. Der Reibungskoeffizient also sehr klein. Es genügt eine geringe Kraft, wie z. B. die infolge der durch die Kegelform des Rades zuweilen auftretende Seitenkraft, um den Hemmschuh seitlich herauszudrücken. Hinzu kommt die Wirkung des Motors, welcher bei geringem seitlichen Herausschieben des Hemmschuhes sich einschaltet. So wird auch tatsächlich der Hemmschuh herausgedrückt und ausgelöst, bevor er ans Ende seiner Bahn gekommen ist. Dieser so verkürzte Weg des Hemmschuhs spannt die Federn nicht genügend, um den Schuh in seine Anfangsstellung zurückzubringen. Er wird vielmehr an einer beliebigen Stelle halten. Die nächste oder sogar die nächsten Bremsungen werden schwächer als gewollt ausfallen. Ein weiterer Nachteil des Einzelapparates soll darin bestehen, daß er ein Ecken des Fahrzeuges im Gleise bewirkt und so zur Verdrückung des Wagenuntergestells beiträgt. Die einander folgenden Bremsungen wirken sich mehr und mehr schädlich aus und lockern die Wagenverbindungsstellen. Dieses starke Spießgängiglaufen und Zurückbleiben auf der Hemmschuhseite war sehr gut von dem hohen Stellwerk aus zu sehen. Bei einem Doppelapparat besteht dieser Mißstand nicht, zum mindesten ist er sehr stark gemildert. Sobald jedes Rad auf seinen Hemmschuh gestiegen ist, hört das Drehen der Achse auf. Unter der Wirkung der auf ihnen liegenden Last bei Reibung der Ruhe, also hohen Reibungszahlen, können sich die Hemmschuhe nur noch durch Betätigung der Abweiche herauslösen. Die

Spannung der Federn ist dann durch die bis zum Ende der Bahn kommende Hülse gesichert, und der Rücklauf der Schuhe vollzieht sich ordnungsgemäß. Es kann nur sehr selten der Fall eintreten, daß die Hemmschuhe nicht auf gleicher Höhe stehen und daß daher der eine Schuh sich herausgelöst hat, bevor der zweite zum Eingriff kommt. Das richtige Zurückkommen des Hemmschuhs in die Anfangsstellung ist für den Bremswärter von um so größerer Wichtigkeit als er meistens die Lage des Hemmschuhs von seinem Platz aus nicht übersehen kann und stets mit einer bestimmten Bremsung für jeden Apparat rechnen muß.

Ist ein Einzelapparat gut gebaut, sorgfältig angebracht und sachgemäß unterhalten, so leistet er ebenfalls gute Dienste. Besonders die Apparate mit verlängerter Führungsstange und vermehrter Federzahl haben sich gut bewährt (Abb. 10); denn bei ihnen ist infolge ihrer Länge die Neigung einer zu frühen Einschaltung des Motors eine geringere und die Sicherheit einer Feststellung des Rades eine größere. Wie oben gesagt, gibt es einige Sondergebiete für den Einzelapparat, so vornehmlich dort, wo durch die Anordnung von Weichen sich ein Doppelapparat nicht einbauen läßt. Auch haben zahlreiche Versuche während vier Jahren ergeben, daß leichte Wagen bei hohen Geschwindigkeiten, wie 5 bis 6 m/Sek., die Doppelhemmschuhe überspringen und entgleisen, während dies bei Einzelapparaten nicht der Fall ist. Schwere Wagen dagegen, sind bei gleichen Geschwindigkeiten auf Doppelapparaten nie entgleist.

Man darf nicht glauben, daß die Bremskraft eines Doppelapparates auch die doppelte eines Einzelapparates wäre. Angestellte Versuche ergaben vielmehr, daß Doppelapparate 13% der lebendigen Kraft mehr als Einzelapparate vernichten, gemessen an gleichlangen Apparaten mittlerer Größe (s. nachfolgende Übersicht). Dieser geringe Unterschied soll sich auf die Wirkung der Bremsung mit einem Einzelhemmschuh gründen, denn da nach Auflaufen auf den Hemmschuh auf der einen Seite ein Kräfteüberschuß ist und das Auflaufen bei den hohen Geschwindigkeiten einen einseitigen Stoß bedeutet, so wird durch das sich hierdurch ergebende Spießgängiglaufen des Wagens eine zusätzliche Spurkranzreibung zur eigentlichen Bremswirkung hinzutreten.

Übersicht.

Mittlere Bremswirkungen für verschiedene Bremsen.

| Hemmschuhbremse Bauart Bahnhof Bordeaux | Bremsgestänge in m | Verzehrte lebendige Kraft in mt |
|---|---|---|
| Einseitiger Apparat . . . . | 2,7 | 2,22 |
| Einseitiger Apparat . . . . | 6,5 | 9,69 |
| Einseitiger Apparat . . . . | 7,5 | 11,36 |
| Zwei einseitige Apparate . | 14 = 7,5 + 6,5 | 19,98 |
| Doppelseitiger Apparat . . | 6,5 | 10,99 |

Infolge der bereits erwähnten nicht günstigen Lage des Bahnhofs mußten aus Platzmangel die Richtungsgleise so nahe an den Eselsrücken herangeschoben werden, daß die erste Weiche bereits im Gefälle des Ablaufes liegt. Aus diesem Grunde konnte die Bremse nicht, wie erforderlich, vor die erste Weiche gelegt werden, sondern erst vor die zweiten Weichen. Unmittelbar hinter diesen, wo der Abstand Mitte Gleis 3,50 m beträgt, ist eine zweite Reihe Bremsen. Eine dritte Reihe ist in gleicher Lage hinter den nächsten Verteilungsweichen angeordnet und zwar durchgängig als Wiederholungsbremse*).

Der Preis eines Einzelapparates von 7,5 m Länge stellt sich augenblicklich auf 11000 Papierfranken (1700 RM), der des Doppelapparates von gleicher Länge auf 17000 Franken. Die Gewalt der Zusammenstöße, deren Anzahl gleichfalls sehr zurückgegangen ist, hat sich sehr gemildert. Die Auswirkung dieses Rückganges an beschädigten Ladungen läßt sich zahlenmäßig schwer erfassen, muß aber recht bedeutend sein. Außerdem sind natürlich auch die Ausbesserungskosten an den Fahrzeugen bedeutend zurückgegangen. Zum Schluß vermindert sich mit Verkleinerung des Bremspersonals auch die Zahl der Unfälle. Die Arbeit für diejenigen Beamten, welche verbleiben, ist weniger gefahrvoll, weil die in seltenen Ausnahmefällen von Hand zu bremsenden Wagen eine geringere Geschwindigkeit haben als die sonst anzuhaltenden Wagen. Bis jetzt besitzt der Bahnhof 17 ferngesteuerte Bremsen, und zwar vier Einzel-, vier Doppel- und neun Doppelapparate mit Wiederholung. Ihre Bedienung erfolgt durch einen Bremser, von einer Bremsbude mit sehr gutem Überblick unterhalb des Eselsrückens zwischen der ersten und zweiten Bremszone, nach Art der Brückenstellwerke gebaut, jedoch so hoch und mit Stützen aus Eisenkonstruktion, daß das Bauwerk windbrechend wirkt und den Ablauf der Wagen nicht behindert.

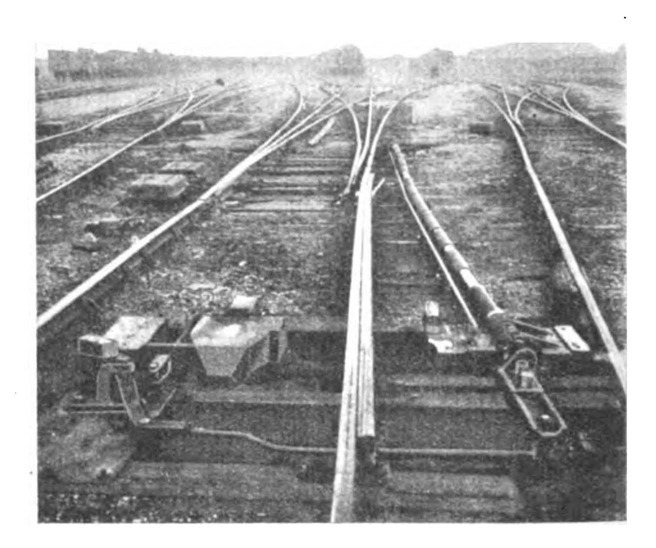


Abb. 10. Bahnhof Bordeaux. Hemmschuhbremse mit verlängerter Führungsstange und vermehrter Federzahl.

Die Bedienung der Bremsen erfolgt elektrisch, ebenso auch die Stellung der Weichen. Zur besseren Übersicht ist auf einem Tisch ein schematischer Gleisplan, in welchem drehbare Schalter die Stellung der Weichen angeben. In einem zweiten Gleisplan wird durch verstellbare Scheiben die Weichenstellung kontrolliert. Außerdem sind grüne Lämpchen angeordnet, welche aufleuchten, sobald die Wagen durch die Gefahrzonen laufen, bzw. dort stehen bleiben. Gefahrzonen sind die Stellen, an denen die Gleise einen geringeren Abstand als 3,50 m voneinander haben. Der Eintritt eines solchen Behinderungsfalles wird dem Beamten am Eselsrücken unmittelbar durch Lautsprecher mitgeteilt, denn eine telephonische Verständigung zwischen den beiden Beamten, welche sonstige Ablaufmanöver zu beobachten haben, ist zu zeitraubend und hinderlich. Damit das gesamte Personal alle Wagenbewegungen während der Dunkelheit gut beobachten kann, hat man großen Wert auf die Beleuchtung gelegt. Alle Scheinwerfer und blendenden Lampen sind vermieden. Lichtmaste von 25 und 28 m Höhe bei einer Entfernung von 90 m tragen Lampen von 3000 und 4000 Kerzen, welche alles Licht so nach unten werfen, daß der Boden gleichmäßig erleuchtet wird (Abb. 11). Zwecks Verbesserung der Verständigung zwischen Rangierleiter und Lokomotivpersonal der Abdrückmaschine sind längs der ungünstigerweise gekrümmten Einfahrgleise mehrere Hupen zur besseren

*) In dem Gleisplan (Abb. 6) bedeuten die ausgezogenen Linien die vorhandenen, die punktierten die demnächst einzubauenden Bremsen.

Übermittlung von Anordnungen wie „Halt“ — „Schneller drücken“ — usw. — angebracht. Ein elektrischer Gleisanzeiger ist ebenfalls an dem Brückenstellwerk, mehrere bedeutsame Neuerungen im Oberbau werden erprobt.

Auf dem Bahnhof Narbonne, der auch zur Südbahn gehört, ist eine Gipfelbremse in den Eselsrücken eingebaut (Abb. 12). In dieser Gegend herrschen fast ständige und so starke Winde, daß manchmal sogar Eisenbahnwagen umgeworfen werden. Unglücklicherweise liegt der Ablauf der Wagen in der Windrichtung. Aus diesem Grunde ist für weniger windiges oder gar ruhiges Wetter die Höhe des Ablaufberges zu groß und muß dem Wetter entsprechend durch eine Gipfelbremse geregelt werden. Die ganz einfach gebaute Innenschienenbremse besitzt nur eine in mehrere Abschnitte unterteilte bewegliche Bremsbacke, während die andere feste Backe durch einen Radlenker gebildet ist. Die Länge der einzelnen Abschnitte der beweglichen Backe beträgt rund 3,50 m, mit einem Abstande von 50 cm voneinander, die einzeln oder zusammen eingeschaltet werden können. Gleichzeitig nimmt diese Anordnung auf die verschieden starken Radreifen der ablaufenden Wagen Rücksicht. In der Ruhestellung beträgt die Entfernung der Außenseite der Bremsschienen 1350 mm. Zwecks Bremsung wird auf hydraulischem Wege dieser Abstand auf 1390 mm vergrößert. Bei der Durchfahrt müssen die Räder die Bremse um 30 mm zusammendrücken. Hierdurch wird ein Bremsdruck von 3000 kg erzeugt, welcher indes so niedrig ist, daß eine Beanspruchung der Achse nicht in Frage kommt. In einer Bude in der Nähe des Gipfels ist das Stellwerk für die Bremse mit seinen vier Hebeln aufgestellt und die Wärter sind so eingearbeitet, daß der Lauf der Wagen wunschgemäß erfolgt. Seit dreizehn Jahren arbeitet diese Einrichtung anstandslos und hat weder Beschädigungen noch Entgleisungen hervorgerufen.

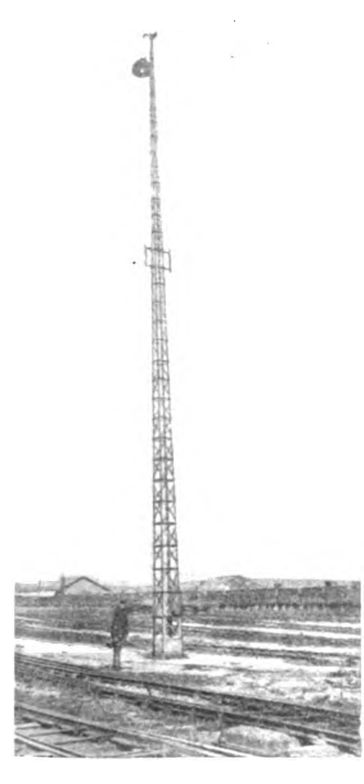


Abb. 11. Lichtmast von 25 m Höhe im Bahnhof Bordeaux.

Von der anfänglichen Absicht, derartige Schienenbremsen in der Gleisharfe so wie in Bordeaux einzubauen, ist man vollkommen abgekommen, da man sich klar geworden ist, daß diese Bremsen nicht derartige Leistungen hergeben können.

Zum Schluß sei bemerkt, daß der Mittenabstand der Gleise in den Gruppen französischer Güterbahnhöfe mindestens 5 m beträgt. Es ist daher eine bessere Möglichkeit gegeben, zwischen den Gleisen der Richtungsgruppe Schlepper zum Zusammenholen der einzelnen stehengebliebenen Wagen zu verwenden. Auf dem Bahnhof Blainville, der in seinen Gleisbündeln, wie auch Bayonne z. T. bis Fünf-Wege-Weichen besitzt, werden hierzu vier Schlepper mit Benzinmotoren von 12 bis 15 PS verwendet, von denen zwei als Reserve dienen. Sie sind 2 m lang und 1 m breit. Die Räder (20 cm breit) laufen auf besonders hergerichteten Fahrbahnen, die miteinander Verbindung haben. Zur Bedienung gehören zwei Mann, der eine zum Fahren, der andere zum An-, bzw. Abhängen der Zugkette. Gelegentliche Beschädigungen kommen vor. Die eingebauten Hemmschuhbremsen, Bauart Lille, mit denen man recht zufrieden ist, sollen jedoch bedeutend mehr zur Besserung des Umstellbetriebes in Blainville beitragen.

Als Ergebnis hinsichtlich der ferngesteuerten Hemmschuhbremsen ist festzustellen, daß es deren drei auf vollkommen verschiedener Grundlage gibt.

1. Bauart Bordeaux.

Jeder Wagen wird durch die Bremse stets auf ihrer ganzen Länge gebremst. Änderung der Bremsstrecke ist nicht möglich. Nur durch wechselnde Benutzung hintereinanderliegender Bremsen kann die Bremswirkung geändert werden. Die Bremse ist so eingerichtet, daß durch wiederholtes Auflegen des Hemmschuhs bei Gruppenabläufen mehrere Achsen nacheinander gebremst werden können.

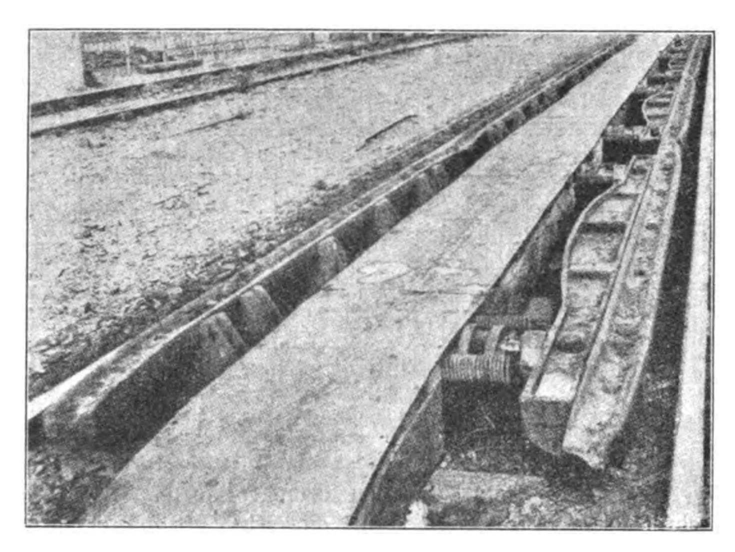


Abb. 12. Bahnhof Narbonne. Gipfelbremse.

2. Bauart Lille.

Die den Wagen zu gebende Verzögerung wird durch eine veränderliche, jedoch jedesmal vorher festgelegte Bremsstrecke bestimmt. Wie oben wird durch Hintereinanderreihen mehrerer Apparate eine Feinregelung geschaffen. Es fehlt die Möglichkeit, bei Gruppenabläufen mehrfache Bremsungen vorzunehmen.

3. Bauart Bäseler.

Der Bremsweg ist während der Bremsung regelbar. Die Möglichkeit, bei Gruppenabläufen mehrfach zu bremsen, besteht. Dieser Bauart muß unbedingt die größte theoretische Genauigkeit zugemessen werden. Es soll jedoch nicht unterstellt werden, ob eine so weitgehende Abstufung bei dem immerhin rauhen Eisenbahnbetriebe stets erforderlich ist.

Ich fühle mich verpflichtet, auch an dieser Stelle dem Herrn Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn meinen ganz besonderen Dank auszusprechen, weil durch seine Empfehlung ich diese Reise ausführen konnte, ebenso auch den Herren der französischen Bahnen, die mir in entgegenkommendster Weise alle Neuerungen ihres Betriebes gezeigt haben.

# Selbsttätige Hemmschuhbremse.

Von Reichsbahnoberrat **Wöhrl**, Nürnberg.

Im Organ 1926 Heft 12 habe ich angeregt, einen Versuch zu machen, die Vögelesche fernbediente Hemmschuhbremse (Dr. Bäseler) in der Weise umzugestalten, daß der Bremsschuh mit der Fahrschiene so verbunden wird, daß ein vorzeitiges Abwerfen ausgeschlossen wird, und er nach dem selbsttätigen Ausrücken mechanisch rasch an jede beliebige Stelle der Fahrschiene wieder herangeholt werden und die Abbremsung der Wagen nach Bedarf stärker oder schwächer erfolgen kann. Die Auswechslung verbrauchter Bremsschuhe sollte dabei rasch erfolgen können und in der Zwischenzeit die Bremsung von Hand wie bisher möglich sein.

Aus einem Aufsatz des Regierungsbaumeisters a. D. Gerhard Sommer der technischen Hochschule Stuttgart in der „Verkehrstechnischen Woche“ 1927 Heft 11 ist bekannt geworden, daß uns französische Bahnen in der Konstruktion dieser selbsttätigen Hemmschuhbremse zuvorgekommen sind, und daß solche Bremsen bereits auf dem neuen Umstellbahnhof Délivrance bei Lille in Gebrauch sind.

Die Bestrebungen der Erfinder gingen dahin, das übliche Auflegen des Bremsschuhes von Hand zu mechanisieren. Die Aufgabe wurde in folgender Weise gelöst:

Ein Bremsschuh der üblichen Bauart, der nur geringfügig abgeändert ist, wird an der Bremsstelle mittels eines in einer Gleitbahn laufenden Schlittens auf das Gleis verbracht; an beiden Enden des Schlittens ist ein Drahtseil ohne Ende befestigt, das um eine von einem Elektromotor getriebene Seilscheibe geschlungen ist (Abb. 1).

Das selbsttätige Auflegen des Bremsschuhes geschieht mittels einer Fernsteuerung, welche die Bremslängen nach Bedarf und entsprechend den Geschwindigkeiten der Wagen zu verändern gestattet.

Die Besonderheit des Systems besteht darin, den Bremsschuh vollkommen unabhängig von den Steuerungseinrichtungen zu machen und sein Auswerfen im ununterbrochenen Gleis durch Anwendung einer besonderen Gleitbahn zu ermöglichen.

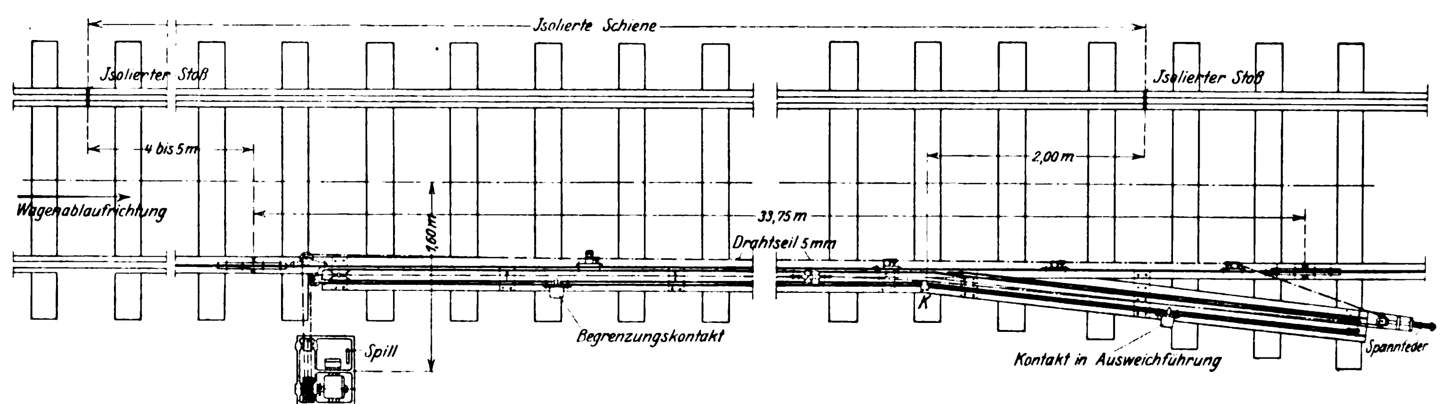



Abb. 1.

Wenn auch bei dem neuen Bremsverfahren ein Hauptnachteil des Bremsschuhs, die einseitige stoßhafte Beanspruchung einer Achse und das Schleifen eines Rades nicht vermieden ist, so scheint doch die Anlage hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit Beachtung zu verdienen. Die Wagenfolge soll, wie der Aufsatz betont, allmählich die in Deutschland übliche enge Wagenfolge erreichen.

Durch das Entgegenkommen der Direktion der französischen Nordbahngesellschaft sind wir in der Lage, die Einzelheiten dieser neuen Hemmschuhbremse nebst den zugehörigen Konstruktionsplänen zu bringen.

Die Nordbahngesellschaft, deren sämtliche große nach dem Krieg wiederhergestellte Güterbahnhöfe als Gefällbahnhöfe ausgeführt wurden, beschäftigte sich hierbei lebhaft mit der Schaffung eines besseren Bremssystems als dies der bisherige einfache von Hand aufzulegende Bremsschuh darstellte.

Auf Veranlassung von M. Javary, Betriebsleiter des Netzes der Nordbahn, der stets um die größere Sicherheit seines Personals gegen Unfälle und um die Verwirklichung wirtschaftlich fortschrittlicher Einrichtungen besorgt war, wurden mehrere selbsttätige Gleisbremsen zur Erprobung hergestellt. Zwei von ihnen, die seit dem Monat August 1923 in dem großen Umstellbahnhof Lille-Délivrance eingebaut sind, haben zu so günstigen Ergebnissen geführt, daß eine ausgedehnte Anwendung solcher Bremsen ins Auge gefaßt werden kann.

Die Anordnung dieser selbsttätigen Gleisbremse, die patentiert ist, stammt von den H. Deloison und Deyon, dem Vorstand und dem Werkführer der Lokomotivwerkstätte in Lille-Délivrance. Eine weitere ebenfalls zu Versuchszwecken eingebaute Hemmschuhbremse eines H. Cadis aus Bordeaux hat sich nicht bewährt.

Der Bremsschuh (Abb. 2) trägt eine Sohlplatte aus Stahl, die mittels mehrerer Nieten auf einem Gleitstück befestigt ist, dessen Seitenflächen sich dem Profil des Schienenkopfes anschmiegen. Dieses Gleitstück läuft in einer Gleitbahn, die einerseits durch die Laufschiene des Gleises gebildet wird, andererseits durch eine Beischiene außen von beschränkter Länge, die am Auslaufende leicht nach außen abgebogen ist.

Wo die Führung des Schlittens vom Gleis abzweigt, ist die Innenseite der Rille durch ein besonderes Schienenstück (Abb. 1) gebildet. Der Bremsschuh wird durch einen kleinen Schlitten,

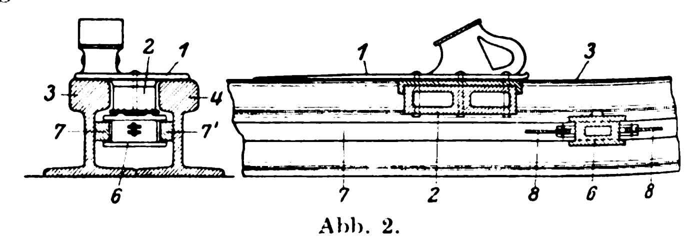
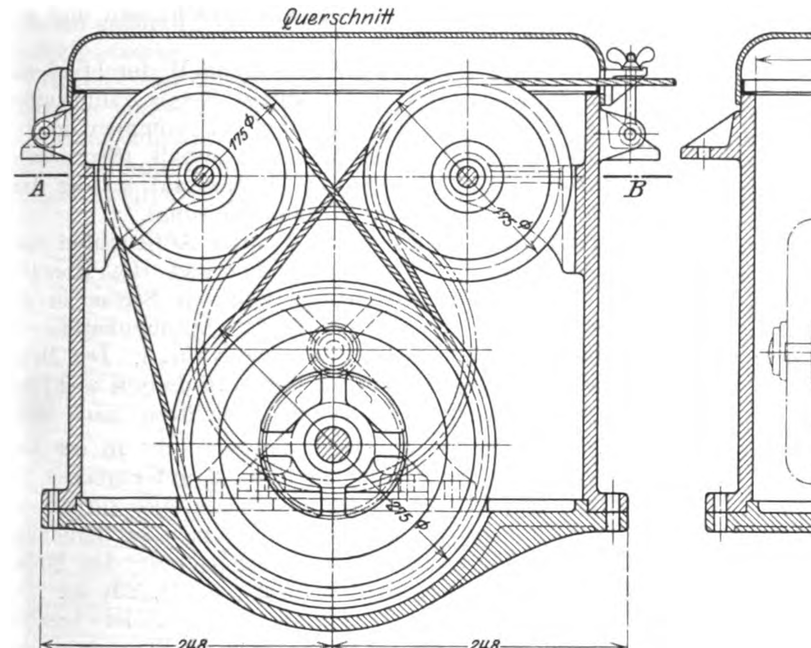


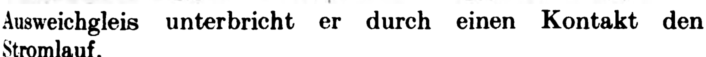

Abb. 2.

der unten in der Gleitbahn entlang den zwei Vierkanteisen, die an den inneren Stegflächen der beiden Schienen angenietet sind, geführt und an den Anfang der Bremsstelle verbracht. Der Schlitten ist an den beiden Enden mit einem Drahtseil ohne Ende verbunden, das an der ganzen Gleisstrecke entlang läuft und die Antriebsscheibe und mehrere Spannrollen umspannt. Die Scheibe kann in beiden Drehrichtungen durch einen Elektromotor, mit dem sie durch eine entsprechende Übersetzung verbunden ist, angetrieben werden (Abb. 3).

Der Motorstromkreis für die beiden Drehrichtungen wird durch einen in der Bude untergebrachten Schalter mit zwei Kontakten geschlossen. Durch eine Schaltwalze, deren ver-

schiedene Kontakte mit an der Gegenschiene befestigten Kontakten verbunden sind, werden die verschiedenen Stellungen festgelegt, die der Hemmschuh von Fall zu Fall einnehmen soll. Sobald der Schlitten den der Kurbelstellung der Steuerwalze entsprechenden Kontakt erreicht, kommt der Motor zum Stillstand und infolge der Bewegung des Relaishebels schließt sich der Stromkreis für die entgegengesetzte Drehrichtung des Motors. Dadurch wird der Antriebsschlitten sofort zurückgezogen, der Bremsschuh bleibt dagegen an seiner Stelle auf dem Gleis liegen. Bei der Ankunft des Schlittens im




Ausweichgleis unterbricht er durch einen Kontakt den Stromlauf.

Der eben beschriebene Vorgang vollzieht sich — wie notwendig — mit größter Geschwindigkeit (6 Sekunden für 20 m Bremslänge).

Um zu verhüten, daß der Wagen auf den Bremsschuh aufstößt, während dieser sich gegen den Wagen bewegt, ist der ganze Apparat und der vorangehende Gleisstoß isoliert. Sowie ein Wagen an den Anfang der isolierten Schiene gelangt, zieht ein Gleisrelais einen Anker an, dessen Bewegung die gleichen Wirkungen hervorbringt, wie wenn der Stromlauf durch einen der die verschiedenen Bremslängen bestimmenden Kontakte unterbrochen würde. Die Bremsung ist dann wegen der geringeren Bremslänge zwar weniger wirksam, aber der Apparat wird nicht beschädigt.

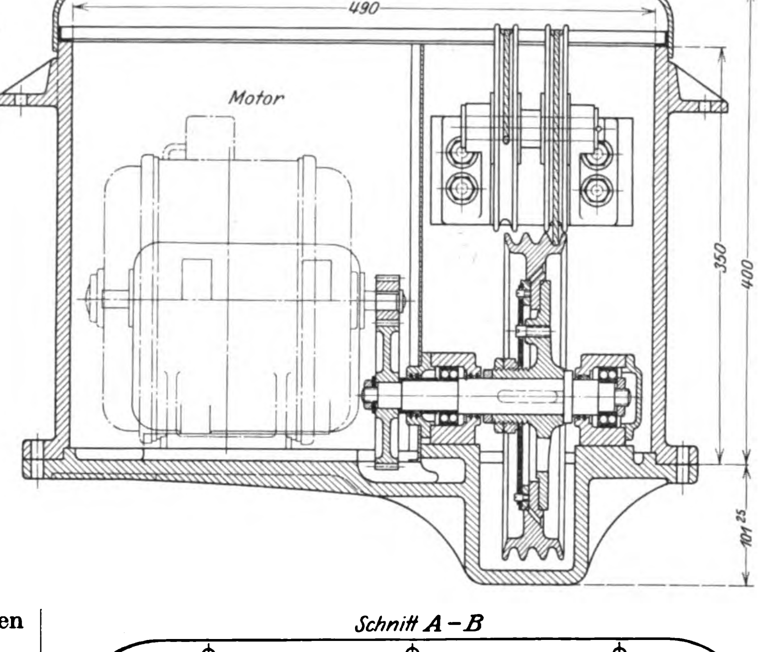
Diese Schienenisolierung dient auch dazu, die Handhabung des Apparates zu verhindern, bevor die letzte Achse des Wagens die Bremszone vollständig verlassen hat.

Als die Erfinder den Apparat in der vorbeschriebenen Weise fertiggestellt hatten, suchten sie zur weiteren Vervollkommnung nach einem Mittel, um den Bremsschuh an jeder beliebigen Stelle über die ganze Länge des Apparates aufzulegen. Sie erreichten dies durch eine Regelung der Anzahl der Motorumdrehungen auf Grund der notwendigen Dauer des Schlittenlaufes. Dadurch fielen die längs der Hilfsschiene in Abständen verteilten Kontakte weg und die elektrische Einrichtung wurde durch Verringerung der Zahl der Freileitungen vereinfacht.

Der neue Kontroller kommt in zwei Ausführungsformen vor. Bei der einen wird durch das Sinken eines Gewichtkolbens in einer Bremsflüssigkeit die Laufzeit des Motors bestimmt, bei der anderen durch Entspannung einer Feder. Letztere ist in der Abb. 4 dargestellt.

Die Steuerung besteht hier aus einem Hebel, der sich über einem Gradbogen bewegt und mit einem Kolben verbunden ist, der sich in einem mit Petroleum gefüllten Bremszylinder verschiebt. Bei der Abwärtsbewegung drückt der Kolben eine Feder zusammen, die sich erst wieder entspannt, wenn man den Hebel losläßt. Die Dauer der Entspannung ist veränderlich; sie läßt sich sehr einfach regeln durch Verändern der Durchtrittsöffnung für die Flüssigkeit im Kolben.

Der Größtwert der Drehbewegung des Hebels über der Skala ist so bestimmt, daß er mit der Zeit übereinstimmt, die




Schnitt A – B

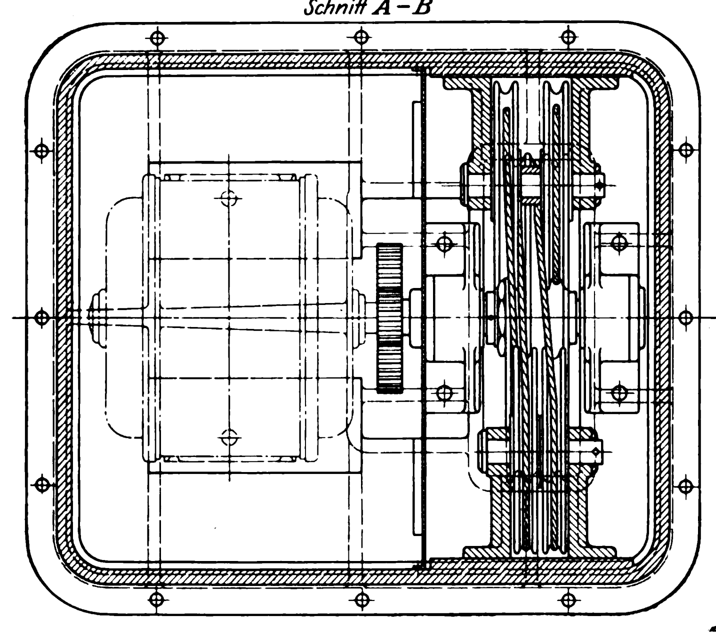


Abb. 3.

der Bremsschuh braucht, um vom Ausweichgleis zur entferntesten Bremsstellung zu gelangen.

Alle Zwischenstellungen des Hebels über der Gradeinteilung geben entsprechend gestaffelte Stellungen in der Bremsstrecke. Nach Einstellung der gewünschten Bremsstrecke auf der Teilscheibe wird der Motorstrom mittels Druckknopfes A geschlossen (Leitung 25/26, Abb. 5). Der Stromkreis I der Betätigungsspule $B^1$ ist dann wie folgt geschlossen: Stromzuleitung, a, 25, 26, 1 Wicklung $B^1$, 2, 24, 23, E, Kontakt

zur Beendigung der Bewegung, Anker des ersten Gleisrelais, Stromrückleitung.

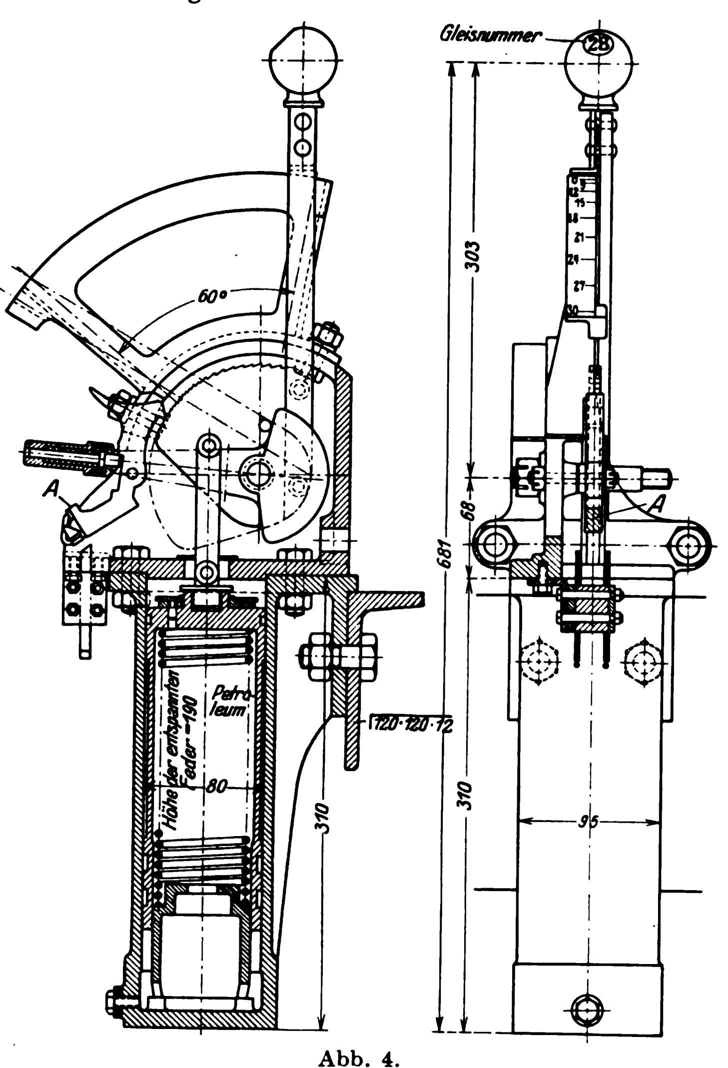



Abb. 4.

Die Anziehung der Spule $B^1$ bringt die Kontakte 6 und 7 in Berührung, wodurch die Feldmagnete S. A. des Motors erregt werden durch folgenden Stromkreis: Stromzuleitung, 5, 6, 7, Wicklung S. A., Anker, Stromrückleitung.

Der Bremsschuh setzt sich (in der Abbildung von links nach rechts) in Bewegung und hält an, sobald die Zeitregelung des Kontrollers abgelaufen ist (Unterbrechung der Kontakte 25 und 26), oder sobald er den Schlußkontakt erreicht hat, oder endlich sobald ein vom Ablaufrücken kommender Wagen an der isolierten Schienenstrecke ankommt. (In diesem Fall ist der Stromkreis des Schienenrelais kurz geschlossen und sein Anker fällt ab.)

In diesem Augenblick wird der die Spule $B^1$ durchfließende Strom unterbrochen, der Anker dieses Relais fällt zurück und die zwei Kontaktstücke 11 und 12 kommen in Berührung, wodurch die Spule $B^2$ Strom erhält (Stromkreis: Stromzuleitung, 11, 12, Spule $B^2$, D, Kontakt an der Ausweichführung des Schlittens, Stromrückleitung).

Infolgedessen zieht die Spule 2 unter Aufleuchten einer weißen Lampe ihren Anker an und bringt die Kontaktstücke 17 und 18 in Berührung, wodurch Strom in den Feldmagneten S.R. des Motors fließt (Stromzuleitung 16, 17, 18, Magnet S.R., Anker, Stromrückleitung). Der Motor beginnt sich in entgegengesetztem Sinne zu drehen und führt so den den Bremsschuh bewegenden Schlitten nach links.

Beim Vorbeigleiten am Begrenzungskontakt in der Ausweichführung wird der Strom der Spule 2 unterbrochen, die weiße Lampe erlischt, der Anker des Relais fällt zurück und die beiden Kontaktstücke 19 und 20 kommen in Berührung, wodurch der Motor kurzgeschlossen wird durch den Stromkreis: 19, A, 10, Anker, Magnet S. A., 8, 22, 21, 20. Der Motor wird sofort gebremst und der Vorgang ist beendet.

Sowie ein vom Ablaufkopf kommender Wagen auf den isolierten Gleisstoß kommt, leuchtet in der Bude eine rote Lampe auf durch die Schließung des Stromkreises: Stromzuleitung, 3, rote Lampe, F, Anker des Gleisrelais, Stromrückleitung.

Der Weichensteller kann in jedem Augenblick die Vorwärtsbewegung des Hemmschuhes unterbrechen und den Schlitten

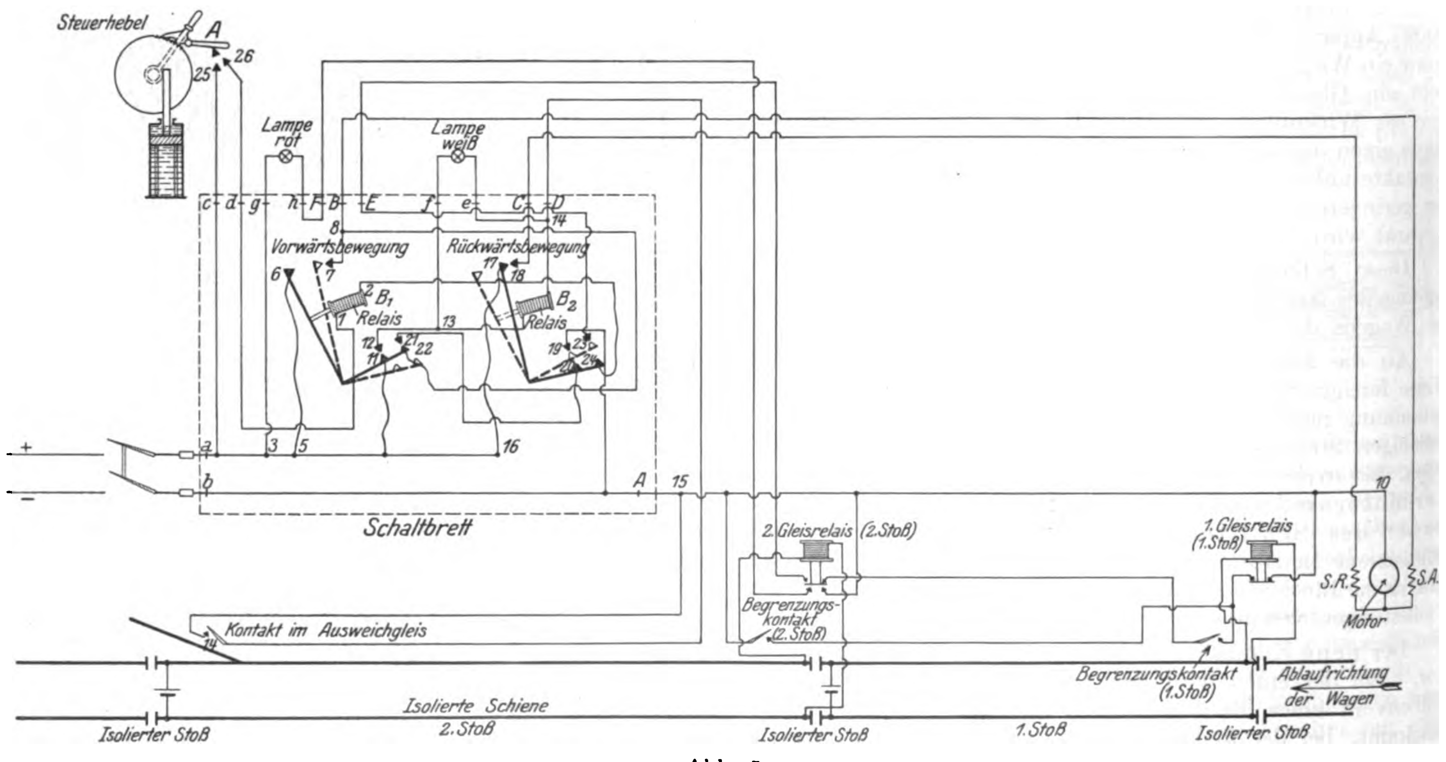



Abb. 5.

in das Ausweichgleis zurücktreten lassen ohne abzuwarten bis die selbsttätige Einrichtung gewirkt hat; es genügt hierzu, wenn er den kleinen Handgriff am Hebel löst, der dann die Kontakte 25 und 26 ausschaltet.

Wenn sich die vom Ablaufrücken kommenden Wagen in zu nahem Abstand folgen, kann es vorkommen, daß der zweite Wagen bereits am Anfang des isolierten Stoßes ankommt, bevor der erste Wagen die isolierte Strecke verlassen hat; der Bremsschuh würde dann nicht vor den zweiten Wagen geschoben werden können. Es kann auch vorkommen, daß der Bremsschuh in dem Augenblick wo der Wagen auf dem isolierten Gleisstoß ankommt, erst einige Meter durchlaufen hat, wodurch die Bremsstrecke zu kurz würde.

Wegen dieser Möglichkeit sind statt des einen zwei isolierte Gleisstöße vorgesehen (wie in der Abb. 5 angegeben), zwei Begrenzungskontakte und zwei Gleisrelais. Die rote Lampe leuchtet auf sobald ein vom Ablaufrücken kommender Wagen auf dem zweiten isolierten Gleisstoß ankommt.

Versuche führten zu der erfreulichen Feststellung, daß die selbsttätigen Bremsschuhe, da sie in sicherer und stoßfreierer Weise geführt werden, eine fünffache Lebensdauer haben gegenüber den von Hand aufgelegten. Letztere erleiden Stöße, die rasch ihre Zerstörung herbeiführen. Nach einer Bremsung von rund 2000 Wagen genügt es die an der Oberfläche in Berührung mit den Radreifen abgenützten Fußplatten der Bremsschuhe mit einer autogen aufgeschweißten Metallauflage zu versehen.

Die Auswechslung eines Bremsschuhes vollzieht sich im übrigen sehr rasch, da es stets möglich ist, ihn bis zum Ende der Gleitbahn zu schieben und dort auszuwechseln.

Die Unabhängigkeit des Bremsschuhes von den Antriebsteilen gibt die nötige Sicherheit gegen Beschädigungen. Die Ausbesserungen können stets ohne Störung des Ablaufbetriebes vorgenommen werden, da die Verwendung des handbedienten Bremsschuhes jederzeit im Bedarfsfalle aufgenommen werden

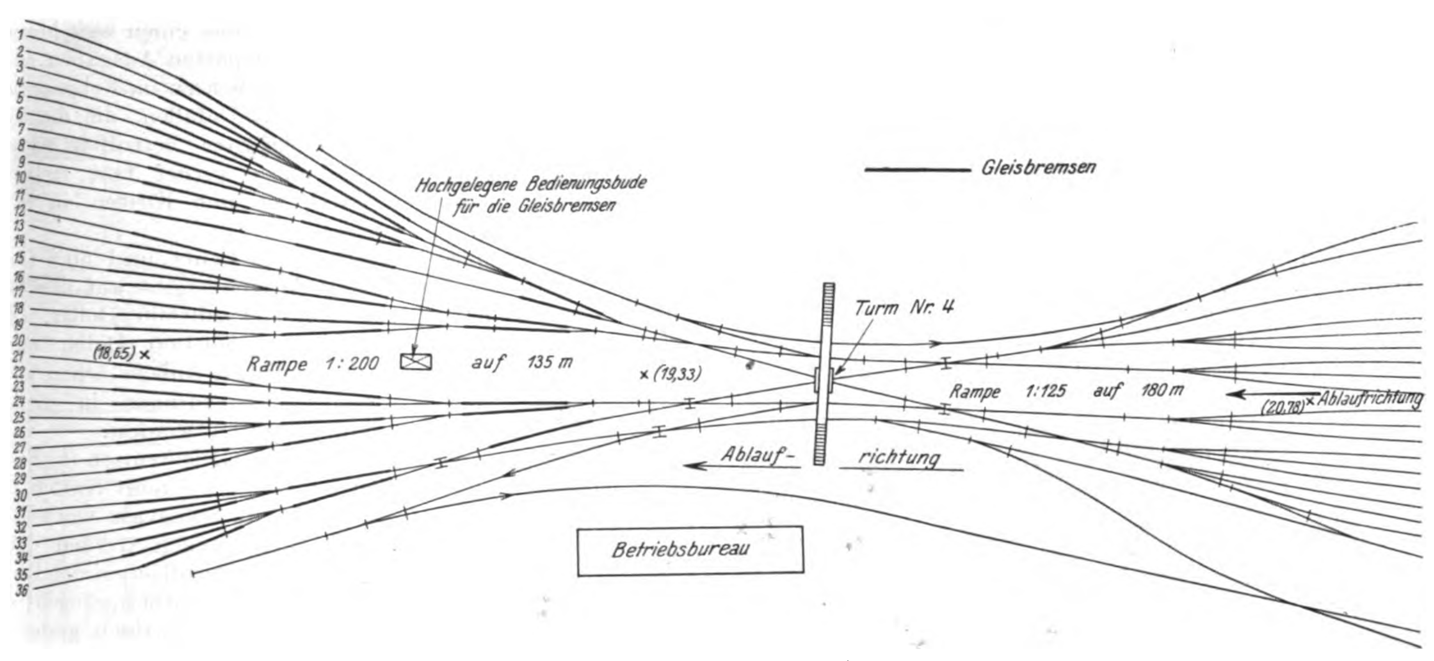



Abb. 6. Umstellbahnhof Lille-Délivrance.

kann, während die selbsttätige Bewegungseinrichtung ausgebessert wird.

In diesem Fall kann der Bremsschuh vorgetrieben werden, sobald der erste Wagen den zweiten Stoß verläßt, auch wenn in diesem Augenblick der zweite Wagen in den ersten Abschnitt einfährt oder sich schon in ihm befindet. Der Bremsschuh macht halt, sobald die Zeitregelung des Kontrollers abgelaufen ist oder sobald er den Begrenzungskontakt des zweiten Abschnittes erreicht hat oder endlich sobald der Wagen auf dem zweiten isolierten Gleisstoß ankommt.

Die Ausführung des ganzen Apparates, dessen Steuerorgane alle in einer einzigen Bude zusammengelegt werden können, ist einfach. Die Verschmutzung der beweglichen Teile kann durch Anbringung von Gehäusen auf ein geringstes Maß gebracht werden. Die Motoren, die mit Gleichstrom von 120 Volt betrieben werden, haben eine Leistung von rund 1 PS. Der Aufwand an motorischer Kraft ist demnach äußerst gering. Auch für Betrieb mit Wechselstrom läßt sich die Anlage bauen.

Bei gut geschultem, ständigen Personal können bis zu zehn Gleisbremsen von einem einzigen Mann bedient werden.

Es ergibt sich eine nennenswerte Ersparnis an Löhnen und damit eine sehr schnelle Tilgung der Einrichtungskosten, die mit 2 bis 3000 ℳ für einen Apparat angegeben werden. Die seit mehreren Jahren im Bahnhof Lille-Délivrance angestellten

Aus diesem Grunde ist es auch möglich, wie bisher zwei aufeinander gefahrene Wagen wieder auf Abstand zu trennen dadurch, daß ein Bremsschuh, der an einem Holzknüppel befestigt ist, zwischen die Wagen auf die Schiene gelegt wird, ein Verfahren, das in der Rangierpraxis häufig notwendig ist.

Die Bedienung der automatischen Bremse ist einfach und leicht. Sie erfordert nur eine allgemeine Unterweisung des Personals und verlangt keinerlei Aufwand an Muskelkraft. Sie kann also an alte wenig leistungsfähige Angestellte oder an Verstümmelte übertragen werden, die sehr schnell die Sicherheit im Abschätzen der Wagengeschwindigkeit, die nötig ist, um genau die anzuwendenden Bremslängen zu bestimmen, erwerben. Der Wärter ist in der Bremsbude vor den Unbilden der Witterung geschützt.

Die Anwendung von selbsttätigen Hemmschuhen hat auch eine günstige Rückwirkung auf die Beschädigungen der Wagen und ihrer Ladungen.

Das Anwendungsgebiet dieser Bremsen umfaßt die Feinbremsung in den Richtungs- und Stationsharfen, die Bremse wird aber auch zweckmäßig überall da Verwendung finden, wo die kostspieligen Ablaufbremsen (Thyssen, Jordan, Dr.

Bäseler, Feuerlein usw.) entweder keinen Platz finden oder wegen kurzfristiger Benützung (z. B. an Winterrücken) unwirtschaftlich sind.

Die seit 1924 auf dem Verschiebebahnhof Lille-Délivrance durchgeführten Versuche und Verbesserungen haben zu einem völlig befriedigenden Ergebnis geführt.

Man ist im Begriffe in den 37 Richtungsgleisen des genannten Bahnhofes insgesamt 60 solcher Bremsen einzubauen und zwar drei Bremsstellen hintereinander.

Die Bedienungshebel dieser Bremsen sollen in einer einzigen hochgelegenen Bude untergebracht werden und man rechnet damit, daß drei Mann Bedienung genügen werden. Es ist dabei die Annahme gemacht, daß jedem Bremser die gleiche Anzahl Gleise zugeteilt ist und daß die hintereinander liegenden Bremsen durch Schaltung entweder sämtlich oder teilweise in Tätigkeit treten.

Abgesehen von der Verringerung der Unfallgefahr für Personen und Güter, werden durch die Mechanisierung der Hemmschuhbremse an 20 Bremser eingespart.

Es erscheint daher wünschenswert, daß mit dieser neuen selbsttätigen Hemmschuhbremse sobald wie möglich auch im Gebiete der Deutschen Reichsbahn eingehende Versuche gemacht werden, da das Bedürfnis für eine derartige Bremse auch in unseren Umstellbahnhöfen äußerst dringend ist und aller Voraussicht nach hierdurch eine wesentliche Einsparung an Personal-, Material- und Unfallkosten erzielt wird.

## Gleisbremsen in den Vereinigten Staaten von Amerika*).

Von Geh. Regierungsrat **Wernekke**, Berlin-Zehlendorf.

Der erste Verschiebebahnhof mit einem Eselsrücken in den Vereinigten Staaten wurde im Jahre 1883 von der Pennsylvania-Eisenbahn, die immer eine führende Rolle unter den Eisenbahnen Amerikas gespielt hat, in der Nähe von Greensburg in Pennsylvanien gebaut. Die Weichen dieses Bahnhofs wurden noch einzeln von Hand gestellt. Der nächste Fortschritt auf diesem Gebiet war die Zusammenfassung der von den ablaufenden Zugteilen durchfahrenen Weichen in einem Stellwerk mit Kraftantrieb, und heute gehört zur Ausrüstung eines Verschiebebahnhofs, in dem nach neuzeitlichen Gesichtspunkten gearbeitet werden soll, in den Vereinigten Staaten ebenso wie in Europa die Gleisbremse. Im Zusammenhang mit ihr werden dann auch mechanische Hemmschuhleger eingebaut.

Abb. 1. Lage der Gleisbremsen im Bahnhof Gibson.

Im Bahnhof Gibson der Indiana-Hafengürtelbahn befindet sich eine solche Anlage (Abb. 1), die sich sehr gut bewährt und namentlich Anlaß zu erheblichen Ersparnissen an Betriebskosten gegeben haben soll. Eine Vergleichsrechnung für den Februar 1924 ohne Gleisbremse und kraftgestellte Weiche und für den Februar 1925 mit diesen Verbesserungen zeigt, daß bei einer Leistung von 42 534 Wagen im Februar 1924 und von 45 283 Wagen im gleichen Monat des nächsten Jahres die Betriebskosten von 83,6 Cents auf 50,8 Cents, bezogen auf den über den Eselsrücken gelaufenen Wagen, gesunken sind. Die Zahl der Lokomotivstunden im Verschiebedienst des Bahnhofs Gibson ist dabei von 1840 auf 1138 zurückgegangen, und statt 18 426 Arbeitsstunden sind nur 3435 Arbeitsstunden erwachsen, was allein eine Ersparnis von 11 275 Dollar bedeutet; sie wurde durch die mit dem Betrieb der Gleisbremsen verbundenen Kosten von 6130 Dollar bei weitem nicht aufgehoben. Ein besonderer Vorteil des Verschiebebetriebs mit Gleisbremsen ist aber auch in der Vermeidung von Unfällen zu sehen, was einen weit höheren Wert hat als den, der durch die ersparten Ausgaben nachgewiesen wird. Ohne Gleisbremse erwuchsen im Februar 1924 2263 Dollar Kosten aus Anlaß von Unfällen, die die beim Verschiebedienst beschäftigten Arbeiter betroffen hatten: der Februar 1925 mit Gleisbremse verlief fast frei von Unfällen: es entstanden durch sie nur Kosten in Höhe von 55,25 Dollar.

*) Vergl. auch Organ 1926, Seite 253.

Der Unterschied zwischen 83,6 Cents und 50,8 Cents Kosten für einen abgelaufenen Wagen ergibt auf das Jahr umgerechnet eine Ersparnis von fast 200 000 Dollar. Ein Anlagekapital von 500 000 Dollar würde also mit einer solchen Anlage schon allein durch die Betriebsersparnisse in weniger als drei Jahren getilgt werden.

Die Bauart der Gleisbremsen im Bahnhof Gibson ist von der Union Switch and Signal Company in Swissvale entwickelt worden. Die Bremsbacken werden durch Druckluft gegen die Stirnflächen der Räder angedrückt und ebenso zurückgezogen; der Druckluftantrieb wird elektrisch gesteuert. Die ganze Einrichtung ist ähnlich gebaut wie die Druckluftbremse amerikanischer Güterwagen, nur mit dem Unterschied, daß die Gleisbremse auch durch Druckluft, nicht durch eine Feder gelöst wird. Zum Lösen ist nur halb so viel Druckluft nötig wie zum Anlegen der Bremse. Die auf den Bremszylinder wirkenden Kräfte sind so ausgeglichen, daß dieser keine Neigung hat, sich von seinem Platz zu verschieben.

Der Druckluftzylinder U (Abb. 2) hat einen Durchmesser von 305 mm; der größte Kolbenhub beträgt 458 mm. Wenn der Kolben durch den Luftdruck nach links verschoben wird, bewegt die Stange A den Hebel B, der auch den Hebel E mitnimmt. Infolgedessen schwingen die Winkelhebel, die in W, X, Y und Z gelagert sind, aus und drücken die Bremsschienen an die Räder an. Eine Kupplung I, J, K dient zum Ausgleich der Kräfte zwischen den beiden Gruppen von Antriebhebeln und sorgt für deren gleichmäßige Bewegung. Der ganze Antrieb ist höchst einfach, was schon allein zu seinen Gunsten spricht. Er hat nur wenige bewegliche Teile, und die Kraft, die Druckluft, wirkt fast unmittelbar auf die Teile, die sie letzten Endes betätigen soll. Infolgedessen kommt auch der besondere Vorteil jedes Druckluftantriebs, die Elastizität des Kraftmittels, vorteilhaft zur Geltung; die ganze Vorrichtung

wird also vor Stößen bewahrt und infolgedessen trotz ihrer häufigen Beanspruchung im Betriebe geschont.

Als ein besonderer Vorteil der in Gibson angewendeten Bauart der Gleisbremse wird die Möglichkeit bezeichnet, mit verschiedenem Druck arbeiten zu können. Die Luftverdichter sind für einen Druck von 5,6 bis 7,7 at gebaut und der Betriebsdruck kann daher innerhalb dieser Grenzen abgestuft werden. Der Kraftbedarf schwankt in den verschiedenen Jahreszeiten; wenn aber der Druck dem Bedürfnis angepaßt werden kann, ist der Betrieb erheblich wirtschaftlicher, als wenn stets mit dem Höchstdruck gearbeitet werden muß.

Zeichnet sich der mechanische, durch die Druckluft bewegte Teil der hier beschriebenen Gleisbremse durch große Einfachheit und durch die geringe Zahl beweglicher

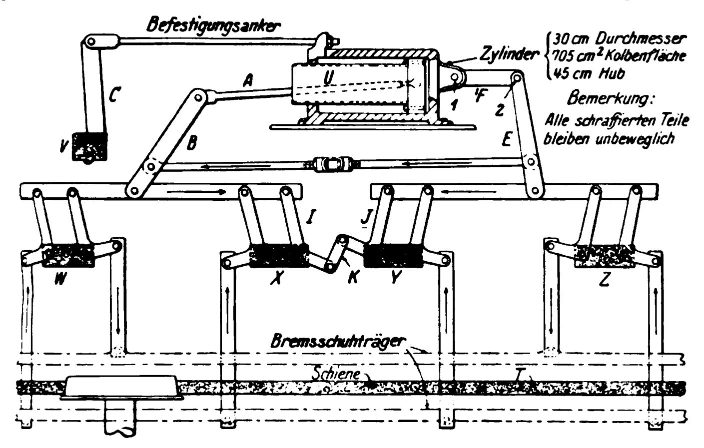



Abb. 2. Anordnung der Gleisbremse.

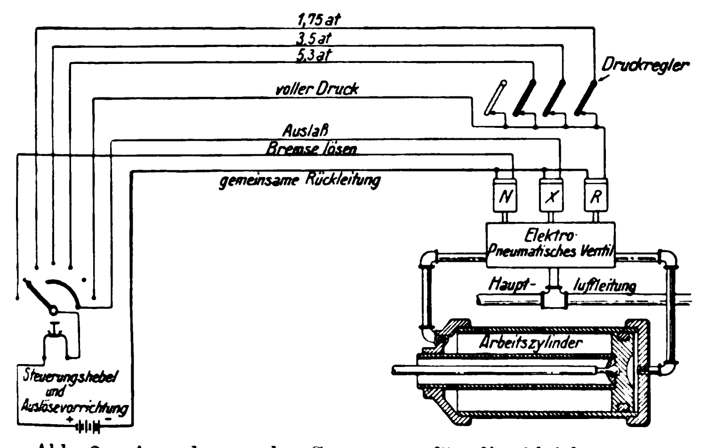



Abb. 3. Anordnung der Steuerung für die Gleisbremse.

Teile aus, so gilt dasselbe von der elektrischen Steuerung. Sie ermöglicht eine fünffache Abstufung des Betriebsdrucks im Bremszylinder, so daß die Bremswirkung dem Gewicht und der Geschwindigkeit der abrollenden Wagen angepaßt werden kann.

Im allgemeinen ist die Gleisbremse so eingestellt, daß mit einem Druck von 1,8 at, 3,5 at, 5,3 at und dem vollen Druck von 6,3 at gearbeitet wird. Ein Schalthebel schließt einen Stromkreis, der einen Magneten erregt, und dieser wiederum öffnet ein Ventil, das der Druckluft den Weg vom Luftbehälter zum Bremszylinder freigibt (Abb. 3). Auf dieselbe Weise wird ein zweiter Magnet erregt, der zunächst das Auslaßventil für die Druckluft verschließt, dann aber den Weg zwischen dem Bremszylinder und der umgebenden Luft öffnet. Ein dritter Magnet steuert die Bewegung zum Lösen der Gleisbremse. Durch das Auslaßventil und durch einen Druckknopf am Schalthebel kann der Druck im Bremszylinder und damit die Kraft, mit der sich die Bremsschienen gegen die Räder anlegen, geregelt werden. Wird von dieser Regelung Gebrauch gemacht, so wird selbsttätig die Verbindung nach dem Druckluftbehälter geschlossen, so daß immer nur so viel Luft ausströmen kann, wie sich im Bremszylinder befindet, nicht aber Luft aus dem Vorratsbehälter verloren gehen kann. Die elektrische Steuerung arbeitet mit Gleichstrom von 6 Volt Spannung; die Magneten haben einen Widerstand von 125 Ohm; infolgedessen ist der Stromverbrauch sehr gering. Die elektrischen Teile nehmen nur wenig Raum ein und können daher ohne Schwierigkeiten an passender Stelle untergebracht werden.

Etwa 15 m hinter der letzten Gleisbremse werden bei Anlagen der hier geschilderten Art in den Gleisen noch selbsttätige Hemmschuhleger vorgesehen, um im Notfall Wagen, auf die die Gleisbremse nicht genügend gewirkt hat, aufzuhalten. Auch sie werden durch Druckluft mit elektrischer Steuerung betätigt, indem die Druckluft einen Kolben vorschiebt, an dessen Stange der Hemmschuh sitzt. Ähnlich werden auch die Weichen gestellt.

Zur Regelung des Ablaufbetriebs werden Signale verschiedener Art angewendet. Es gibt Bahnhöfe, in denen man sich noch mit Pfeifensignalen begnügt, meist werden aber sichtbare Signale angewendet, die zwei, drei oder vier Signalbegriffe vermitteln.

Die Gleisbremsen, Hemmschuhleger und Weichen werden alle von einem Stellwerk aus bedient, wo der Wärter ein Schaubild seines Bahnhofsteils und ein Schaltbrett vor sich hat. In der obersten Reihe des Schaltbretts sind die Schalter für die Hemmschuhleger angeordnet, darunter folgen zwei Reihen Schalter für die Gleisbremsen; jeder Schalter hat sieben Stellungen; je eine für die abgestuften Druckstärken, eine für den Luftauslaß und eine Ruhestellung. Von der untersten Reihe der Schalter werden die Weichen gestellt. Bunte Lampen zeigen dabei an, ob die Weichen für gerades Gleis oder für Ablenkung stehen.

Obgleich die Geschwindigkeit der ablaufenden Wagen mit Hilfe der Gleisbremsen geregelt werden kann, ist es doch auch nötig, die Neigung der Ablaufgleise den Bedürfnissen des Betriebs anzupassen. Es muß dabei berücksichtigt werden, ob in der Hauptsache leere oder beladene Wagen ablaufen; ferner ist die überwiegende Windrichtung, die vorherrschende Witterung und eine Anzahl von Ort zu Ort wechselnde Umstände von Einfluß auf die günstigste Neigung. Während man bei Ablaufbetrieb ohne Gleisbremsen häufig einen Eselsrücken für den Sommer und einen für den Winter anlegen muß, kommt man mit Gleisbremsen mit einem Eselsrücken aus.

Die Wagen werden meist mit einer Geschwindigkeit von 3 km/Std. über den Gipfel des Eselsrückens gedrückt; sie laufen dann mit erheblicher Geschwindigkeit ab, um sich von den folgenden Wagen oder Wagengruppen zu trennen, müssen dann aber wieder auf 3 bis 6 km Stundengeschwindigkeit verzögert werden, weil in der folgenden Gleisstrecke nach amerikanischem Gebrauch häufig eine Wage eingebaut ist und diese nach Vorschrift des Bundesverkehrsamts nicht mit größerer Geschwindigkeit als 6,5 km/Std. befahren werden darf. Dann folgt wieder eine steilere Strecke, damit die Wagen durch die Weichenstraßen bis ans Ende der Aufstellungsgleise rollen.

Ein amerikanischer Bahnhof, der hier als Beispiel angegeben sei, dient in der Richtung nach Osten hauptsächlich dem Verkehr beladener, in der Gegenrichtung dem unbeladener Wagen. Für die Richtung nach Westen steigt der Eselsrücken unter 1:250 bis 15 m vor dem Gipfel, wo eine Steigung 1:50 einsetzt; auf der Ablaufseite folgen sich Gefälle von 1:33, 1:100, 1:25, 1:100 auf 46 m, 30 m, 30 m, 76 m; 14 m vom Beginn des letztgenannten Gefälles entfernt liegt die erste

Weiche. Die Aufstellungsgleise sind anschließend in 1:250 geneigt. Der Eselsrücken für die Gegenrichtung hat auf der Zufahrtseite denselben Längsschnitt; auf der Ablaufseite fällt er unter 1:33, 1:83, 1:25, 1:83 auf 46 m, 30 m, 30 m, 137 m. Hier liegt die erste Weiche 26 m vom Beginn des Gefälles 1:83 entfernt, und die Aufstellungsgleise fallen unter 1 : 230. Die Vereinigung der amerikanischen Eisenbahningenieure hat Richtlinien für die Anordnung der Gefälle der Eselsrücken aufgestellt, wobei sie aber vermeidet, auf Einzelheiten einzugehen. Als größten Herzstückwinkel der Weichen empfiehlt sie dabei 1:8.

Beim Ablaufbetrieb werden an Hand der Frachtbriefe Listen der eingegangenen Wagen aufgestellt, in denen diese mit ihren Kennzeichen unter Angabe des Gleises, in das sie ablaufen sollen, aufgeführt sind. Diese Listen werden dem Leiter des Verschiebedienstes am Eselsrücken und den Stellwerkswärtern ausgehändigt, die danach die ablaufenden Wagen an die richtige Stelle leiten. Die Listen enthalten auch Angaben über das Gewicht der Wagen und die Art ihrer Ladung. Lautsprecher ermöglichen daneben eine Verständigung zwischen den am Verschiebegeschäft beteiligten Stellen.

Besonders bewährt haben sich die Gleisbremsen bei schweren Schneefällen. Im Bahnhof Markham kam es im März 1926 vor, daß es den Weichenmannschaften bei 30 cm Schneehöhe zunächst nicht gelang, die Weichen gangbar zu erhalten; als aber diese Schwierigkeiten überwunden waren, arbeiteten die Gleisbremsen ohne Störung. Während in anderen Bahnhöfen des Bezirks Chicago der Betrieb still lag, konnte in Markham der ganze eingehende Verkehr abgearbeitet werden. Im Bahnhof Gibson war der Einbau der Gleisbremsen am 1. Dezember 1924 vollendet; der Winter 1924/25 war sehr hart; es kamen Kältegrade bis etwa — 25° C vor. Dabei fiel Schnee bis über 15 cm Höhe, und bei einem Schneesturm waren die Kupplungen der Wagen so vereist, daß sie nur mit Hilfe von Vorschlaghämmern gelöst werden konnten. Trotzdem spielte sich der Ablaufbetrieb ohne Störungen ab, weil einerseits ein Überschuß an Kraft zum Betriebe der Gleisbremsen und Weichen vorhanden war und weil andrerseits diese Teile so häufig bewegt wurden, daß sie nicht Zeit hatten zu vereisen.

Wenn auf einem Bahnhof Gleisbremsen eingebaut und in Betrieb genommen werden, empfiehlt es sich nach den amerikanischen Erfahrungen, die Arbeiter, die die ablaufenden Wagen bis dahin begleitet haben, zunächst noch einige Zeit beizubehalten, bis die Bedienungsmannschaften der Gleisbremsen die nötige Erfahrung gesammelt haben, um die ihnen anvertrauten Vorrichtungen sachgemäß und erfolgreich bedienen zu können. Diese Mannschaften müssen nach dem Gesichtspunkt ausgewählt werden, daß sie es besonders verstehen, die Geschwindigkeit der ablaufenden Güterwagen richtig abzuschätzen und danach die Gleisbremsen so zu bedienen, daß die Wagen gerade noch mit der Geschwindigkeit aufeinander auflaufen, die nötig ist, um die selbsttätigen Kupplungen miteinander zu verbinden, ohne daß dabei ein Stoß auftritt, der Wagen oder Ladung beschädigen könnte.

Im Jahre 1926 hat die Anwendung von Gleisbremsen in den Vereinigten Staaten erhebliche Fortschritte gemacht. Die Illinois Central-Eisenbahn hat drei, die Indiana-Hafengürtelbahn zwei Bahnhöfe und die New York, New Haven und Hartford-Eisenbahn einen Bahnhof mit diesen Vorrichtungen ausgestattet. Die Commonwealth Edison Company hat in den Gleisanlagen eines ihrer Kraftwerke in Chicago eine kleinere derartige Anlage geschaffen, um das Ordnen der eingehenden Kohlenwagen zu erleichtern. Diese Vorgänge zeigen, daß man in den Vereinigten Staaten den Wert der Vorrichtungen zur Mechanisierung des Verschiebegeschäfts richtig erkannt hat. Die Anlagen sind zum Teil schon geraume Zeit in Betrieb und haben sich bewährt. Sie sind das Ziel von Belehrungsreisen für zahlreiche Betriebsbeamte amerikanischer Eisenbahnen gewesen, die dabei den Eindruck gewonnen haben, daß die Gleisbremsen alles leisten, was von ihnen erwartet wird, namentlich in bezug auf die Beschleunigung und Verbilligung des Verschiebegeschäfts und die Vermeidung von Schäden an den ablaufenden Wagen und ihrer Ladung. Wenn im Anfang die nötigen Erfahrungen in bezug auf die richtigen Gefällverhältnisse der Ablaufgleise fehlten, so ist dieser Zustand nunmehr überwunden; die Eisenbahnbeamten besitzen die nötigen Unterlagen, um danach die Ablaufanlagen in zweckentsprechender Weise zu entwerfen, und die Lieferwerke für die Gleisbremsen sind imstande, sie auf Grund der Erfahrungen, die sie gesammelt haben, dabei mit ihrem sachkundigen Rat zu unterstützen. Es ist daher zu erwarten, daß in der nächsten Zukunft noch weitere Bahnhöfe der Vereinigten Staaten mit Gleisbremsen werden ausgestattet werden, und dieser Vorgang wird seinen Einfluß auf die Eisenbahnen anderer Länder nicht verfehlen. Auch in Deutschland sind eine Anzahl derartiger Anlagen in Betrieb, und wenn man auch anerkennen muß, daß die amerikanische Technik geradezu immer mit großem Wagemut an die Einführung von Neuerungen herantritt, so kann man doch auch andrerseits sagen, daß die deutsche Technik hier nicht zurückgeblieben ist, sondern im Gegenteil auch hier an führender Stelle mitgearbeitet hat.

## Gleisentwässerung in Bahnhöfen.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **A. Faatz,** Ansbach.

Die bisherigen Bahnhofsentwässerungen leiden besonders bei schlechtem d. h. aufweichbarem Untergrund daran, daß die Sickerungen ohne oder mit Röhren sich in kurzer Zeit verlegen und unbrauchbar werden. Dies kann bei ungünstigen Verhältnissen z. B. bei aufquellendem Boden bereits nach wenigen Jahren der Fall sein. Die Entwässerung versagt, das Gleis verschlammt und die Arbeit beginnt von neuem.

Alle diese Übelstände verschwinden mit einem Schlage, wenn in Zukunft die Gleisentwässerungen in Bahnhöfen nach einem anderen System als bisher durchgeführt werden. Hierzu sind zwei Grundsätze maßgebend:

a) Es ist für vollkommenen und raschesten Abfluß des Wassers dauernd zu sorgen, ohne daß Schlammteile des Planums mitgerissen werden oder die Abflußleitung verstopfen können.

b) Mit Hilfe von Rohrleitungen längs jeden Gleises ist das Gefälle so zu wählen, daß ein Mindestmaß an Grabarbeit anfällt. Aus diesem Umstande heraus sind deshalb möglichst wenig Quersickerschlitze anzulegen, da die Untergrabung von Gleisen einmal teuer ist und zum andern die Quergräben ungünstig auf die Gleislage einwirken.

Die Ausführung ist wie folgt gedacht:

Das Planum jedes zu entwässernden Gleises wird mit einer Schutzschichte aus bituminösen Stoffen abgedichtet mit einem Seitengefälle nach einer Richtung von ungefähr 3% wie Abb. 1 zeigt, und zwar wird diese Teerasphalt-Schutzschichte kalt eingebaut. Ist diese Gleisentfernung nicht größer als 4,5 bis 5,0 m, so ist es nur eine reine Wirtschaftlichkeitsberechnung ob man einen Längskanal für beide Gleise, oder für jedes Gleis einen Längskanal anlegen will. Im



ersteren Falle wird die bituminöse Decke breiter, dafür aber ein Kanal erspart; im zweiten Falle ist es umgekehrt. Die Längsneigung des Kanals ist unabhängig von der Längsneigung des Gleises. Das Tagwasser fließt, ohne mit dem Planum in Berührung zu kommen, direkt seitlich in den Sickerschlitz und durch die Röhre in die Vorflut. Die Rohre werden, da das gesamte Wasser gedrängt abgeführt wird, selbsttätig gereinigt wie die Kanalisationsanlagen von größeren Städten bei Regenfällen.

Jedes Gleis erhält einen Längssickerschlitz in nächster Nähe des Gleises, jedoch soweit entfernt, daß Druckwirkungen des Gleises auf den Schlitz, der nach Verlegen der Rohre mit Sand, Schotter oder Kies gut ausgestampft wird, nicht mehr auftreten können. Ein Längsgefälle von 1% dürfte bei Rohren mit 10 cm oder 15 cm Durchmesser ausreichend sein. Um ein Mindestmaß an Grabarbeit zu leisten, wird eine Anfangs- tiefe von 0,60 m und eine Endtiefe von 1,0 m genügen bei einer Breite von 0,40 bis 0,60 m je nach Tiefe. Die Anfangstiefe errechnet sich als Mindesttiefe unter Planum 0,16 Schwelle + 0,30 Schotter + 0,04 Decke + – 0,10 Gefälle = 0,60 m (0,60 m ist zugleich die obere Grenze für Frosttiefe).

Die Quersickerschlitze sind z. B. bei 1% Gefälle ungefähr in Entfernungen von 80 m erforderlich; denn bei 1 : 100 ist die Gefällsdifferenz 0,40 = (1,0 — 0,60 m); daher Querschlitzentfernung 2 . 100 . 0,40 = 80 m (s. Abb. 2).

An den Schnittpunkten der Längs- und Querschlitze können zur Reinigung und dauernden Aufsicht kleine Schächte angeordnet sein. Die Kosten belaufen sich für 1 m Abdichtung und Entwässerungsleitung auf rund 10 ℳ einschließlich Erdarbeiten ohne Gleisarbeiten.

Vorzüge dieser Entwässerungsart sind: Raschester Wasserabzug; geringste Erdarbeiten, denn die Längsschlitze kommen bezüglich dieser Arbeiten an die günstigste Stelle des Bahnsteiges zu liegen (Abb. 1); ebenso auch hinsichtlich des Verkehrs. Quersickerschlitze können, da diese teurer als Längsschlitze sind auf ein Mindestmaß beschränkt werden. Reinigungsmöglichkeit durch Einbau von kleinen Schächten. Dauernde Wirkung. Keine Schotterverschmutzung; kein Gras im Bahnhof mehr. Saubere Bahnhöfe.

Wie bisher bei den Gleisumbauten danach getrachtet wird, zugleich auch schadhafte Brücken mit auszubessern, so wird man in Zukunft auch die Bahnhofentwässerungen bei Gleisumbauten auf vorgenannte Weise zu gleicher Zeit mit

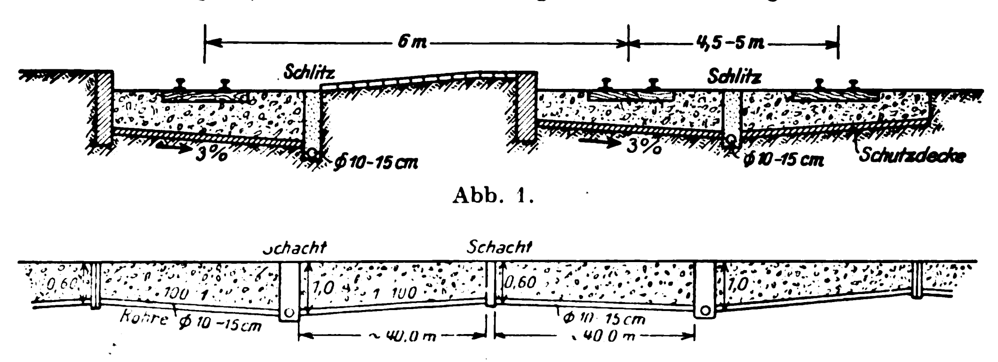



Abb. 1.

Abb. 2. Längenschnitt durch den Sickerschlitz.

ausführen, da dies am billigsten zu stehen kommt. Wenn bei dieser Entwässerungsart die Anfangskosten höher zu stehen kommen als bisher, so ist auch die Entwässerung eine viel bessere. Zudem kommen andererseits auch Ersparnisse in Betracht, da durch den Einbau der Schutzdecke einmal mindestens soviel Schotter erspart wird als der Stärke der Decke selbst entspricht, und zum andern tritt durch Verschlammung kein Schotterverschleiß mehr ein. Weiterhin sinken die Bahnunterhaltungskosten wegen der guten Unterlage voraussichtlich (dauernd trockenes Planum) um ein Beträchtliches.

# Persönliches.

## Professor Dr. Ing. e. h. Wilhelm Cauer, Geheimer Baurat.

Zu seinem 70. Geburtstag.

Von Prof. Dr. Ing. **Gerstenberg**, Braunschweig.

Am 13. Februar d. J. feierte Professor Dr. Ing. Wilhelm Cauer seinen 70. Geburtstag. An einem solchen Tag darf die technische Welt nicht vorübergehen, ohne seiner zu gedenken und ihrem nun zwar siebzigjährigen, aber geistig und körperlich noch so rüstigem Sohne ein herzliches „Glück auf" zuzurufen. Cauers Spezialgebiet sind die Eisenbahnwissenschaften und hier besonders die Bahnhofsanlagen, die Sicherungsanlagen und der Eisenbahnbetrieb. Auf diesen Gebieten ist er als Lehrer tätig und fast ein Menschenalter hindurch tätig gewesen. Am Schluß dieses Wintersemesters blickt er auf eine 25 jährige Tätigkeit als etatsmäßiger (später ordentlicher Professor) zurück, denn im April 1903 wurde ihm die Professur, innerhalb deren er heute noch wirkt, übertragen. Wer wie der Verfasser dieser Zeilen zu den Schülern Cauers gehört, der weiß wie ernst es ihm immer mit seinem Lehrberuf gewesen ist. Eine erstaunlich große Arbeitskraft, ein umfangreiches Wissen, peinliche Gewissenhaftigkeit und Gründlichkeit, die sich aber stets fern hielten von Pedanterie, sind die Hauptmerkmale seiner Arbeit. Zu ihm ist wohl nie ein Schüler gekommen, ohne über die ihn bewegenden Fragen eingehend und bis in alle Einzelheiten zuverlässige Auskunft zu bekommen. In den Herzen aller seiner Schüler hat er sich für immer ein Denkmal gesetzt. Dieselben Eigenschaften, die ihn zu einem so vorzüglichen Lehrer machten, prägen sich auch in seinen Werken aus, die als Lehrmittel für den Lernenden und als Beratung für den praktisch tätigen Ingenieur gleich wertvoll sind. Drei umfangreiche Werke sind zu nennen: Betrieb und Verkehr der preußisch-hessischen Staatsbahn (zwei Bände, 1897 und 1903), Personenbahnhöfe, Grundzüge für die Gestaltung großer Anlagen (zweite erweiterte Auflage 1926), Sicherungsanlagen im Eisenbahnbetriebe (1922). Die Werke sind in der technischen Literatur zu bekannt, als daß es nötig wäre, ihre Bedeutung noch näher zu betonen und zu begründen. An ihnen kann niemand vorübergehen, der schöpferisch auf diesen Gebieten tätig sein will. Daneben sind noch zwei Werke zu nennen, die nicht so umfangreich, aber dadurch besonders bedeutsam sind, daß die betreffenden Gebiete zum ersten Male vom eisenbahntechnischen Standpunkt aus zusammenfassend und grundlegend behandelt werden: Die Eisenbahnausrüstung der Häfen und die Eisenbahnfähranstalten. Im Jahre 1909 erschien ein gemeinsam mit Dr. Walter Rathenau bearbeitetes Werk mit dem Titel: Massengüterbahnen. In ihm wird die jetzt wieder so wichtige Frage einer eingehenden Untersuchung unterzogen, ob es vom allgemeinen volkswirtschaftlichen

Standpunkt aus vorteilhafter ist, Massengüter auf Wasserstraßen oder auf für den großen Massenverkehr besonders eingerichteten Eisenbahnen zu befördern. Dieses Werk kann heute mehr denn je allen zum eingehenden Studium empfohlen werden, die irgendwie in dieser Frage mitzuwirken haben. In Buchform sind von Cauer ferner noch erschienen: Anordnung der Abstellbahnhöfe und eine Abhandlung „Zur Leistung der Streckengleise und Bahnsteiggleise", beides Sonderdrucke aus der Verkehrstechnischen Woche. Daß Cauer daneben in zahlreichen Veröffentlichungen in den führenden technischen Zeitschriften zu vielen wichtigen technischen Fragen das Wort genommen hat, ist selbstverständlich bei der Unermüdlichkeit, mit der Cauer die Entwicklung der von ihm behandelten Gebiete verfolgte. Auch seine umfangreiche Mitarbeit an den Sammelwerken: Rölls Enzyklopädie des Eisenbahnwesens und Luegers Lexikon der gesamten Technik darf nicht unerwähnt bleiben.



In der Erkenntnis, daß ein Lehrer der technischen Wissenschaften seiner Aufgabe nur dann gerecht werden kann, wenn er ständig Fühlung mit der Praxis behält, hat Cauer sich nicht nur auf seine Lehrtätigkeit beschränkt. Er ist wiederholt zur Erstattung von Gutachten herangezogen worden. So hat er zusammen mit anderen Gutachten abgegeben über die Umgestaltung der Bahnhofsanlagen in Stettin und die neuen Entwürfe zur Hafenerweiterung der Stadt Stettin mit eigenen Gegenvorschlägen u. a. In neuerer Zeit hat er ein umfangreiches Gutachten abgegeben über die geplante Schnellbahn Köln—Dortmund nebst Zweigstrecken. Aber auch das Ausland hat sich oft seiner Mitarbeit versichert. Bekannt sind seine Gutachten über die Erweiterung des Bahnhofs Zürich und über die Eisenbahnausrüstung der Häfen von Piräus und Saloniki. So hat Cauer sein gut Teil dazu beigetragen, das Ansehen der deutschen Technik im Ausland zu fördern und zu befestigen. Auch an vielen Wettbewerben hat sich Cauer mit großem Erfolg beteiligt. Im Jahre 1884 erhielt er den Schinkelpreis, zehn Jahre später den zweiten Preis in einem engeren Wettbewerb zur Erlangung einer geeigneten Bauweise für Kriegsbrücken. Auch noch bei anderen Wettbewerben erzielte er beachtliche Erfolge. Solche Ergebnisse konnte natürlich nur ein Mann erreichen, der unablässig an sich selbst weiterarbeitete. Deshalb hat Cauer auch zahlreiche Studienreisen ausgeführt zum Studium deutscher und auswärtiger Anlagen. Diese Reisen führten ihn nach Italien und Sizilien, nach Dänemark, Norwegen und Schweden, zur Weltausstellung nach Paris (1900), nach Griechenland, nach England und der Schweiz und während des Weltkrieges nach dem östlichen Kriegsschauplatz zum Studium des Kriegsbetriebs der Eisenbahnen.

Nachstehend seien noch einige Daten aus seinem Lebenslauf angeführt. Geboren wurde er am 13. Februar 1858 in Breslau als Sohn des späteren Stadtschulrats Dr. Eduard Cauer von Berlin. Die Schule besuchte er in Potsdam, Hamm i. W. und Danzig, wo er im Jahre 1876 die Reifeprüfung bestand. Er studierte an der Bauakademie (späteren Technischen Hochschule) in Berlin. 1880 bestand er die Bauführerprüfung und 1885 die Baumeisterprüfung und zwar beide mit Auszeichnung. 1897 wurde er in Altona, wo er den Bahnhofsumbau leitete, zum Eisenbahnbau- und Betriebsinspektor ernannt. 1899 kam er nach kurzer Tätigkeit bei der Eisenbahnbrigade in Berlin beim Entwerfen von Kriegsbrücken an das Ministerium der öffentlichen Arbeiten als Hilfsarbeiter. Schon 1898 begann zunächst nebenamtlich als Privatdozent seine Laufbahn als Hochschullehrer, in der er mit so großem Erfolge zu wirken berufen war. Am 1. April 1901 erhielt er einen Lehrauftrag, dem 1901 die Verleihung des Professortitels und im April 1903 die Übertragung einer etatsmäßigen (später ordentlichen) Professur folgte. Den Lehrstuhl, den Cauer bekleidete und in dessen Gebiet er noch heute tätig ist, hat er sich selbst aufgebaut und mit seinem Geiste erfüllt. Nebenamtlich hat er der Eisenbahnverwaltnng noch wertvolle Dienste geleistet und zwar zunächst noch bis zum Jahre 1908, erst beim Ministerium der öffentlichen Arbeiten und dann bei der Eisenbahndirektion Berlin. Vom September 1920 bis März 1926 war er Mitglied des Fahrdienstausschusses der Deutschen Reichsbahn, und jetzt ist er Mitglied der im Januar 1927 gegründeten Studiengesellschaft für Rangiertechnik. Äußere Ehrungen wurden ihm naturgemäß mehrfach zu teil. Am 31. Oktober 1910 wurde ihm der Charakter als Geheimer Baurat verliehen, im Dezember 1920 ernannte ihn die Technische Hochschule in Darmstadt zum Dr. Ing. e. h. und am 14. Juli 1923 wurde er ordentliches Mitglied der Akademie des Bauwesens. Am 1. April 1926 wurde er auf Grund des Überalterungsgesetzes von den amtlichen Pflichten entbunden, nahm aber trotzdem bis zum 1. Oktober 1927 den Lehrstuhl noch voll wahr und hat auch jetzt noch einen Teil seiner Vorlesungen und Übungen beibehalten.

Die im Verhältnis zu dem, was Cauer geleistet hat, nur mageren Ausführungen geben ein Bild von dem arbeitsreichen Leben, das Cauer zu führen gewohnt ist. Einem Mann, der sein Leben so ernst nimmt und an sich und seiner Lebensaufgabe so unermüdlich arbeitete, konnte die Anerkennung nicht versagt bleiben. Die deutsche Technik ist ihm zu großem Dank verpflichtet. Deshalb kommt uns der Wunsch von Herzen, daß ihm noch ein langer und seinen Verdiensten entsprechender Lebensabend beschieden sein möge.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Frostbildung und Frosthügel im Eisenbahnoberbau.

Teilweise im Ausland (Österreich, Schweden), teilweise auch bei uns wird seit einiger Zeit der Gedanke verfolgt, das Auftreten von Frosthügeln im Gleise dadurch zu verhindern, daß man unter der Bettung eine dichte Lage von Pappe, Eisenblech o. ä. anordnet. Jng. Pöpke hat in Tekn. Tidskrift, Väg och Vatten, 1927, Heft 2, hierüber eine Theorie aufgestellt, die bekannt zu werden verdient.

Bei der Frostbildung hat man mit drei Arten Wasser zu rechnen, dem Oberflächenwasser, dem Kapillarwasser und dem Schwitzwasser. Nach Pöpkes Theorie hat das Schwitzwasser die maßgebende Bedeutung. Frostbildungen kommen nicht in allen Erdarten gleich vor. Kies bildet kaum Frosthügel, dagegen wohl in größerem oder geringerem Grade Lehm. Die Pöpkesche Theorie stellt den dem Frost ausgesetzten Stoff, Kies oder Lehm,



als eine Schichtung aus Kugeln dar und errechnet bei verschiedenen Kugelhalbmessern die zur Aufnahme des Schwitzwassers dargebotenen Hohlräume. Bei kleinen Kugelhalbmessern werden sie ungleich kleiner. Das Schwitzwasser muß also auch einen großen Teil der unten liegenden Hohlräume füllen. Die Kälteleitung von oben bewirkt, daß dieses Wasser zu Eis gefriert. Damit nimmt die Kälteleitung zu, denn sie ist für Eis dreimal größer als für Wasser. Gefriert das Wasser in diesen ganz gefüllten Hohlräumen, so tritt die bekannte Anschwellung von 10 v. H. ein, und zwar nach oben; die oberen Schichten heben sich. Je weiter der Frost nach unten dringt, desto mehr steigen die Frosthügel nach oben. Je kleiner die Lehmteilchen sind, desto größer müssen demnach die Frosthügel sein. Die Erfahrung zeigt auch, daß dieser Satz in gewissen Grenzen richtig ist, er darf aber nicht verallgemeinert werden. Wenn die Teilchen, aus denen ein Lehm aufgebaut ist, die Größe von 0,0006 mm erreichen oder unterschreiten, dann wird der Lehm so dicht, daß er den Wasserdampf nur noch in geringem Grade durchläßt. Eine Abnahme der Frostbildung ist die Folge. In grobkörnigen Stoffen, wie Sand, Kies, Kiessand, Schotter, können Frostbildungen nur durch das Schwitzwasser auftreten; denn die Hohlräume sind hier zu groß, um Kapillarwasser aufsteigen zu lassen. Aus dem Umstande, daß auch in Lehm keine größeren Frosttiefen auftreten, kann man aber auch für Lehm auf die geringe Bedeutung des Kapillarwassers für die Frostbildung schließen. Hiernach müßte es möglich sein, durch die eingangs erwähnten, dichten und undurchdringlichen Zwischenlagen den Einfluß des Oberflächen- und Schwitzwassers und damit die Frostbildung auszuschalten.

Diese Theorie ist aber auch in Schweden nicht ohne Einwendungen geblieben, die sich auf Erfahrungen stützen. Schon im Jahre 1914 wurden nach einer österreichischen Anregung an den Bahnstrecken Göteborg — Stockholm — Gäfle an vier weit voneinander entfernten Stellen in Längen von 50 bis 200 m zwischen Bettung und Unterbau auf volle Breite Asphaltdachpappe eingelegt. Eine Besserung der Frostbildungsverhältnisse konnte dabei trotz sorgfältigster Herstellung nirgends festgestellt werden.

Neuerdings nimmt man daher an, daß die Bettung unter gleichmäßiger und im allgemeinen geringer Raummehrung gefriert und über dem Unterbau einen druckverteilenden und steifen Balkenträger bildet. Dringt der Frost tiefer ein, so widersteht dieser Balkenträger anfangs dem Drucke und die Frosthügel nehmen geringe Höhen bei sanften Übergängen an. Die Raummehrung durch Eisbildung ist mit 10 v. H. zu rechnen. Es können sich aber auch poröse Eismassen aus langen Eiskristallen bilden, wodurch die Raummehrung bedeutend erhöht wird. Wird der Druck auf den Bettungsbalkenträger zu groß oder wird der Balken durch Tauwetter oder Sonnenbestrahlung verschwächt, so bricht er an mehreren benachbarten Stellen und man bekommt örtliche Frosthügel.

Gegen Frosthügel wendet man bei den schwedischen Staatsbahnen Sickerleitungen, oder isolierende Zwischenschichten in Verbindung mit Sickerleitungen an. Die Sickerleitungen sind billig, führen aber nicht immer schnell zum Ziel. Doch verbessert sich ihr Ergebnis bei guter Unterhaltung mit den Jahren. Die teuereren Zwischenschichten, für sich allein durch Gleishebung oder zusammen mit Sickerleitungen durch Abgraben ausgeführt, beseitigen gewöhnlich unmittelbar die Frostbildung, aber das gute Ergebnis verschlechtert sich oft mit der Zeit und mit der Zusammendrückung der Schutzschicht. Dr. Saller.

## Liegezeit von hölzernen Bahnschwellen.

Seit einer Reihe von Jahren arbeitet das „Forest Produkts Laboratory" in enger Zusammenarbeit mit den Eisenbahnverwaltungen der Vereinigten Staaten von Nordamerika an der Aufstellung einer Statistik über die Lebensdauer von Eisenbahnschwellen. Die hierzu notwendigen Beobachtungen werden auf einer Anzahl Versuchsstrecken in den verschiedensten Gegenden von Nordamerika durchgeführt.

Die Versuche erstrecken sich auf nicht getränkte und auf mit den verschiedensten Imprägnierungsmitteln behandelte Schwellen. In gleichmäßigen Zeitabständen von etwa einem Jahr werden die Versuchsstrecken einer genauen Prüfung unterworfen und dabei die auszuwechselnden Schwellen bezeichnet. Nach der Erneuerung aller Schwellen der Versuchsstrecke wird deren mittlere Lebensdauer errechnet. Diese ist bei den einzelnen Schwellenarten ganz verschieden. Trotzdem wurde die Feststellung gemacht, daß eine feste Beziehung besteht zwischen dem Prozentsatz der jährlich zu erneuernden Schwellen und deren mittlerer Lebensdauer.

Bei einer Gruppe von Schwellen z. B. mit einem mittleren Lebensalter von zwölf Jahren mußten 22% aller Schwellen nach Ablauf von neun Jahren ausgewechselt werden; bei einer anderen Gruppe mit einem mittleren Lebensalter von acht Jahren waren 22% nach sechs Jahren erneuerungsbedürftig. In beiden Fällen waren also nach Ablauf von einer Zeitdauer, die 75% des mittleren Lebensalters ausmacht, 22% der Schwellen zu erneuern.

Auf Grund der Beobachtung von 127552 Schwellen von 95 verschiedenen Schwellensorten wurde folgendes Schaubild entworfen, bei dem auf der wagrechten Achse die wirklichen Liegezeiten der Schwellen, auf der lotrechten die Prozentsätze der gesamten ausgewechselten Schwellenzahl aufgetragen sind. Jeder Schwellenart mit einem bestimmten mittleren Lebensalter entspricht eine schräge Linie; das Alter ist oben angegeben.

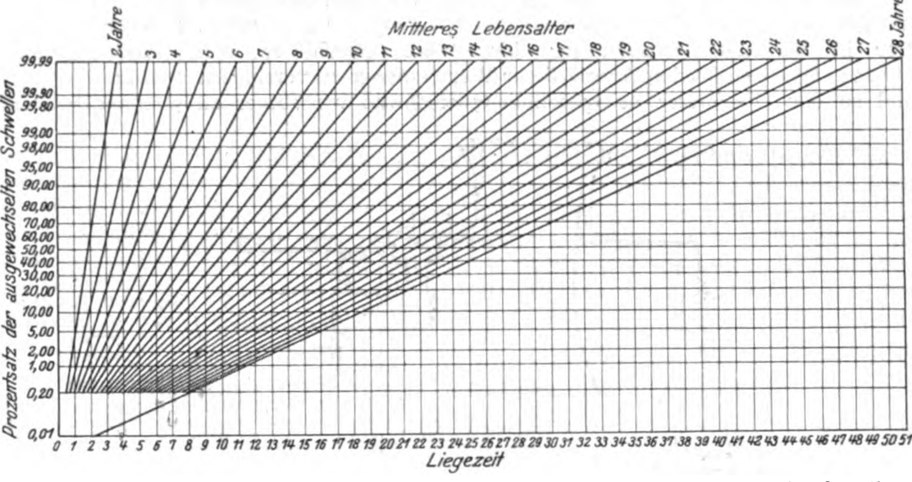



Schaubild zur Feststellung des voraussichtlichen Lebensalters der Holzschwellen.

Die Genauigkeit der mit Hilfe des Schaubildes gefundenen Werte wächst mit der Anzahl und der Gleichmäßigkeit der Schwellen.

Das Schaubild gibt den Verwaltungen ein gutes Hilfsmittel in die Hand, die Anzahl der erneuerungsbedürftigen Schwellen mit ziemlich genauer Sicherheit im voraus festzustellen.

(Bull. d. Ch. d. F., April 1927.) Scherer.

## Die Möglichkeit der Anwendung des neuen deutschen Reichsoberbaues auf russischen Bahnen.

Von K. K. Mülenhausen.

Mülenhausen behandelt in einer russischen Zeitschrift die Frage der Anwendung des neuen deutschen Reichsoberbaues auf russischen Bahnen. Er gibt zu diesem Zwecke zuerst eine eingehende Beschreibung des Reichsoberbaues Km und Ko und bemerkt dabei, daß die russische Regelspur mit beiden Reichsoberbauarten verlegt werden könne. Auch alle bei dem russischen Oberbau zwischen 1,524 und 1,544 m vorkommenden Spurerweiterungen können mit dem Oberbau K, der die Spurerweiterungen von 2,5 zu 2,5 mm abstuft, hergestellt werden. Der Oberbau K paßt nach allem seinem Kleineisenzeug unmittelbar für die russische Schiene Form Ia, wiewohl diese nur 43,57 kg/m wiegt gegenüber 48,89 kg/m der deutschen S 49. Es ist das ein ganz unvorhergesehenes, anscheinend zufälliges Zusammentreffen, das nach Ansicht des Verfassers ausgenützt werden könnte. Während der Oberbau K bei 15 m Schienen und 22 Schwellen in der Regelspur an Kleineisen 50,88 t auf den km erfordert,

braucht der russische Oberbau zur Zeit bei 1400 Schwellen und 12,5 m Schienen für den km nur 20,18 t, eine Zahl, die allerdings überrascht und auf den russischen Oberbau ein bezeichnendes Licht wirft. Der deutsche K Oberbau beansprucht also 2,5 mal mehr Gewicht an Kleineisen als die schwerste russische Regelform. Die Kosten des Kleineisenzeugs werden dementsprechend mindestens 2,5 mal höher und dieses Verhältnis wird voraussichtlich noch dadurch verschärft, daß sich der deutsche Oberbau in seinem Kleineisen verwickelterer Formen bedient. Der Übergang vom deutschen Hakenplattenoberbau zum Reichsoberbau K war demgegenüber nur 13,3 v. H. und die wirtschaftliche Tragweite dieses Übergangs war daher für die deutschen Bahnen weit weniger fühlbar, als dieser Übergang für die russischen Bahnen sein wird. Die Vorteile dieses Überganges für die russischen Bahnen müßten also, um den Übergang bezahlt zu machen, recht gewichtig sein. Diese Vorteile sind aber von billigerer Verlegung und längerer Lebensdauer des deutschen Oberbaues zu erwarten.

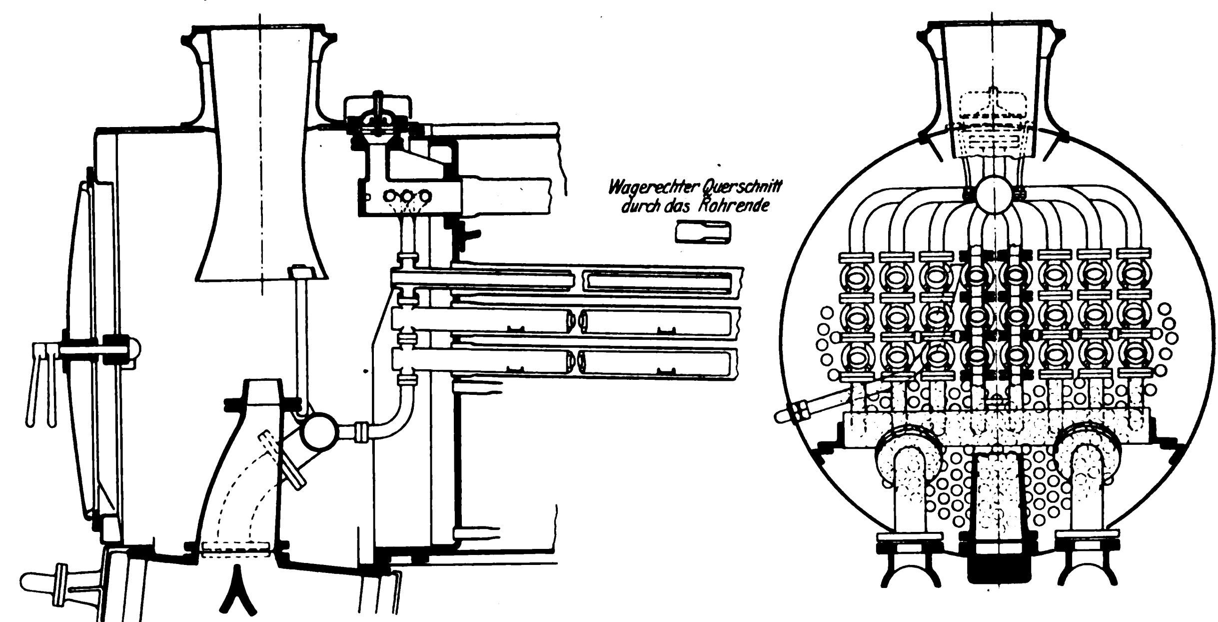
Die Unterhaltungskosten des russischen Oberbaues müßten sich, um den Übergang auf den deutschen Oberbau wirtschaftlich zu rechtfertigen, auf die Hälfte erniedrigen. Technisch betrachtet sei der Reichsoberbau K vollendeter und kräftiger als alle bisherigen russischen Oberbauformen. Auch an Zugkosten und an Unterhaltung des Fahrmaterials müßten sich dauernde Ersparnisse ergeben. Mülenhausen schlägt daher einen Versuch vor. Für die Wahl der Versuchsstrecke müßten folgende Gesichtspunkte maßgebend sein: eine Strecke, wo keine Frosthügel im Winter vorkommen, mit starkem Verkehr, ungünstigen Steigungs- und Krümmungsverhältnissen und endlich mit einem Aufsichtspersonal, das sich mit Lust und Liebe der Beaufsichtigung des Versuches unterzieht.

Die gegenwärtigen Formen des russischen Oberbaues für Hauptbahnen genügen ohne Ausnahme nicht den Anforderungen des stark zunehmenden Verkehrs. Die Aufgabe, neue stärkere Formen zu finden, ist dringend. Der Übergang auf deutschen Oberbau bietet hierzu eine Möglichkeit. Allerdings wäre es meiner Ansicht nach dann wohl eine verkehrte Sparsamkeit, nicht auch zugleich auf die schwerere Schiene, die für die Bewährung des Oberbaues sehr maßgebend ist, überzugehen. Dr. Saller.

## Lokomotiven und Wagen.

### Lokomotiv-Überhitzer von Cruse-Gray.

Bei dem üblichen Schmidtschen Überhitzer wird ein großer Teil der durch die Rauchrohre geführten Wärmemenge durch die Wandungen der Rauchrohre an das Kesselwasser abgegeben. Der in der Textabbildung dargestellte Überhitzer von Gruse-Grey sucht den Anteil dieser Wärmemenge zu verringern und so den Überhitzer bei gleichem Querschnitt wirksamer zu




Anordnung des Überhitzers.

machen. Jedes Überhitzer-Element besteht aus zwei ineinander gesteckten Rohren, die an beiden Enden miteinander verbunden sind. Das innere Rohr hat elliptischen Querschnitt und ist seitlich mit dem äußeren Rohr verschweißt. Durch den Zwischenraum zwischen den Rohren strömt der Dampf; die Heizgase umspülen das Element von innen und außen. Die innen durchströmenden Gase können dabei ihre Wärme nur an den Dampf abgeben.

Ein besonderer Vorteil des neuen Überhitzers soll ein rasches Ansteigen der Dampftemperatur beim Anfahren sein. Die Quelle macht indessen keinerlei Angaben über die Bewährung oder etwaige Versuche. Da die Wirkung eines Überhitzers jedoch in der Hauptsache von seiner Heizfläche und dem verfügbaren Heizgasquerschnitt abhängt, die sich auch beim Schmidtschen Überhitzer beliebig festlegen lassen, scheint ein besonderer Vorteil in wärmetechnischer Beziehung mit der neuen Anordnung kaum verbunden zu sein. Dagegen könnte als Vorteil angesprochen werden, daß die einzelnen Elemente alle gleich und austauschbar sind. Vielleicht werden aber die vielen Flanschverbindungen zu mancherlei Anständen führen. R. D.

(Engineering 1927, Nr. 7219.)

### Zweigeschossiger Versuchswagen 3. Klasse der Südafrikanischen Eisenbahnen.

Es ist schon öfters versucht worden, das Fassungsvermögen der Eisenbahnwagen durch Einbau von zwei Geschossen zu vergrößern, ähnlich wie dies auch bei Straßenbahnwagen und neuerdings bei Autobussen häufig zu sehen ist. Versuche, die schon früher bei einigen Stadt- und Vorortbahnen mit solchen Wagen angestellt worden sind, haben nie ganz befriedigt, weil die Wagen sich ziemlich hoch bauen, und der Schwerpunkt hoch zu liegen kommt. Die beiden Geschosse haben trotzdem geringe lichte Höhe, was von den Reisenden unangenehm empfunden wird. Verschiedene französische Bahnen und die Dänischen Staatsbahnen besitzen derartige Wagen*).

Als neueste Form haben jetzt die Südafrikanischen Eisenbahnen versuchsweise einen derartigen Wagen gebaut, bei welchem der Schwerpunkt nicht höher liegt als bei einem einstöckigen Wagen. Der Wagen, der mit seinen Hauptabmessungen in Abb. 1 in Ansicht und Grundriß dargestellt ist, läuft auf zwei Schwanenhalsdrehgestellen der bei der Bahn üblichen Bauart. Die beiden Wagenenden sind wie bei den übrigen Vorortwagen einstöckig und besitzen zum raschen Ein- und Aussteigen beiderseits je eine 1,2 m breite Schiebetür und eine Drehtür in der üblichen Höhe. Die Mitte des Wagenkastens innerhalb der Drehgestelle ist jedoch auf eine Länge von rund 9,5 m trogartig tief herabgezogen, so

*) Die Eisenbahntechnik der Gegenwart, 1910; die Wagen. S. 530 und 532.



daß der Fußboden nur noch 400 mm, die äußeren Träger sogar nur noch 152 mm über der Schienenoberkante liegen. Das Wagendach geht in der bei der Bahn üblichen Höhe von 3843 mm über den ganzen Wagen durch. Die Anordnung der Sitzbänke ist aus dem Querschnitt, Abb. 2 ersichtlich. Im Untergeschoß sind sie, wie bei Straßenbahnwagen üblich, in Längsrichtung an den beiden Wagenseiten vorgesehen; über vier Stufen gelangt man von den beiden Wagenenden zu dem in Wagenmitte gelegenen, 1,88 m hohen Durchgang des Untergeschosses. Über diesem Gang sind im Obergeschoß die Bänke mit der Lehne gegeneinander angeordnet; die 1,81 m hohen Gänge liegen an den Seitenwänden und sind über drei Stufen zu erreichen. Beide Geschosse werden elektrisch beleuchtet.

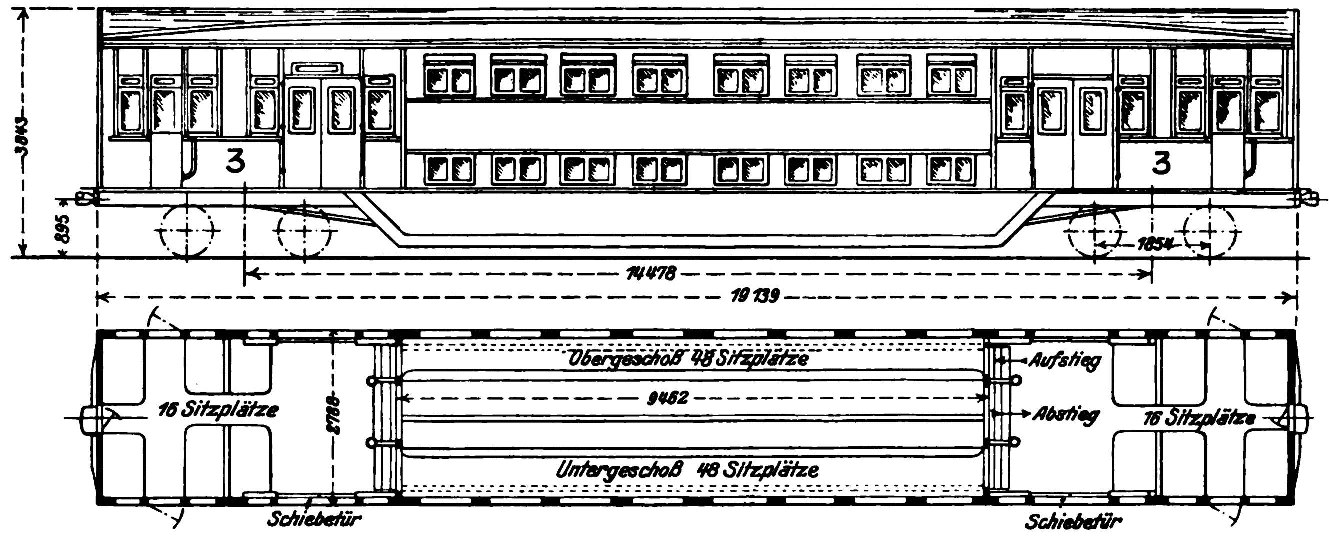



Abb. 1. Ansicht und Grundriß des zweigeschossigen Versuchswagens 3. Klasse.

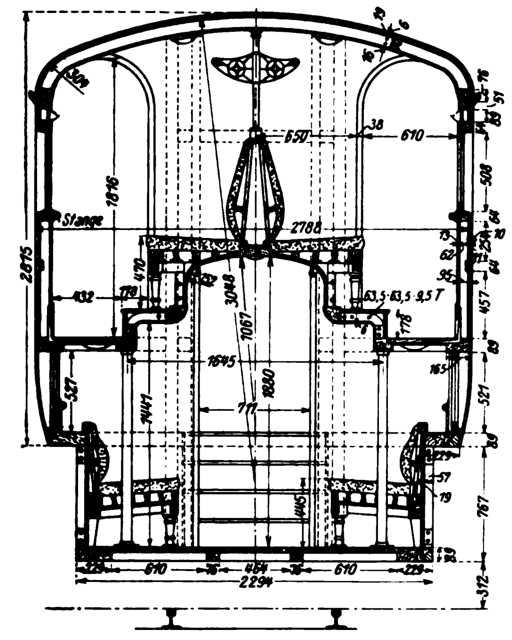



Abb. 2. Querschnitt des Wagens.

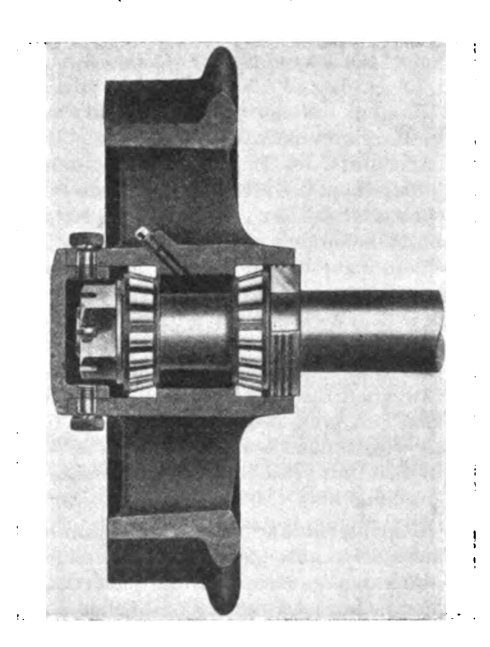
Bei der erwähnten Sitzanordnung empfindet der Reisende die geringe Geschoßhöhe nicht so drückend wie bei den früheren Wagen. Auch der Zugang zu beiden Geschossen ist bequem im Gegensatz zu den teilweise recht steilen Treppen, auf denen früher das Obergeschoß zu erreichen war. Der Wagen besitzt insgesamt 128 Sitzplätze, davon je 48 in den beiden Geschossen und je 16 in den Endräumen. Unter Hinzurechnung der Stehplätze beträgt das Fassungsvermögen 176 Reisende bei einem Wagengewicht von 31 t. Es entfallen somit auf ein Sitzplatz nur 242, auf einen Reisenden — einschließlich der Stehplätze — nur 176 kg Wagengewicht. Selbst unter Berücksichtigung des Umstandes, daß der Wagen für Kapspur gebaut ist, scheinen diese Werte ganz bemerkenswert niedrig.

Der Wagen ist zunächst im Vorortverkehr von Kapstadt erprobt worden und soll sich bewährt haben. Die Versuche mit ihm sind aber noch nicht abgeschlossen.

(The Railw. Engineer 1927, November). R. D.

## Rollenlager an amerikanischen Eisenbahnwagen*).

Die Timken-Gesellschaft hat eine Anzahl Güterwagen von 45 und 65 t Ladegewicht mit neuartigen Rollenlagern ausgerüstet, die sich gut bewähren sollen. Die Drehgestelle der betreffenden Wagen haben nicht mehr wie sonst üblich Außenlager, sondern Innenlager und sind daher, abgesehen von dem leichteren Lauf infolge der Rollenlager, auch wesentlich leichter



Timken-Rollenlager.

als das amerikanische Regel-Drehgestell für Güterwagen. Infolge der Innenlagerung wird nämlich nicht nur das Gewicht der Radsätze bzw. Achsen geringer, sondern es können auch die Querverbindnngen der Rahmenwangen sowie die Querbalken über der Federung schwächer ausgebildet werden. Die Versuche mit diesen Drehgestellen sind indessen noch nicht abgeschlossen.

Bei einem weiteren Versuch am Lauf-Drehgestell eines Benzol-Triebwagens von 19 t Gewicht sind die Räder mittels Rollenlager lose auf die Achse gesetzt worden, so daß ähnlich

*) Siehe hierzu Organ 1927, S. 229.

wie bei den Straßenfahrzeugen die Räder sich einzeln auf der fest angeordneten Achse drehen können (siehe Textabbildung). Der Widerstand derartiger Radsätze beim Bogenlauf ist daher geringer und auch die Abnützung der Radreifen wird kleiner als beim Radsatz mit fest aufgesetzten Rädern. Zur Sicherung der Spurweite und um ein seitliches Verschieben der Räder zu verhüten, werden diese in einer Nut auf der Achse geführt. Die konische Anordnung der beiden Rollenreihen nimmt sowohl die senkrechten wie die wagrechten Stöße auf.

(Railw. Age 1927, 2. Halbj. Nr. 16.) R. D.

## Buchbesprechungen.

**Geometrie und Maßbestimmung der Kulissensteuerungen** von R. Großmann. Zweite, unveränderte Auflage. Verlag von Julius Springer, Berlin 1927.

Das Buch sollte in seiner ersten Auflage den Studierenden der Karlsruher Technischen Hochschule einen Ersatz bieten für die Vorträge des Verfassers, die er im Kriege — vom Heeresdienste in Anspruch genommen — ausfallen lassen mußte; weiter sollte es den aus dem Felde zurückkehrenden Studierenden ein Führer auf dem Gebiete der Kulissensteuerungen sein. Daß es diesem Bedürfnis entsprochen hat, dürfte schon durch die Notwendigkeit, eine neue Auflage herauszugeben, erwiesen sein. Es führt in außerordentlich klarer, durch viele Abbildungen unterstützter Darstellung in die geometrischen und analytischen Grundlagen der Kulissensteuerungen ein und bietet zudem noch eine größere Anzahl verschiedenartiger Übungsaufgaben, an denen der Studierende, der sich in dieses wichtige Gebiet besonders vertiefen will, sich bestens einarbeiten kann. Das Buch kann daher Studierenden besonders empfohlen werden, wird aber auch fertigen Ingenieuren, die sich mit der Ausarbeitung oder Untersuchung von Kulissensteuerungen zu befassen haben, gute Dienste leisten.

Unter den behandelten Kulissensteuerungen fehlt die von Helmholtz, eine Steuerung ähnlich der von Heusinger, aber mit gerader Kulisse (Organ 1885, Heft 1). Sie ist von der Lokomotivfabrik Krauß in München an sehr vielen Lokomotiven verwendet worden und hat sich durchaus bewährt. Vielleicht bietet sich bei einer neuen Auflage des Werkes Gelegenheit, auch diese Steuerung im Anschluß an die Heusinger-Steuerung mit Abbildung und einigen Worten noch zu behandeln.

G. Meyer, Dresden.

**Die Entwicklung der elektrischen Lokomotiven und Triebwagen** unter besonderer Berücksichtigung Österreichs von Bundesbahnpräsident a. D. Ing. F. X. Saurau. Mit einer Tabelle und 57 Abbildungen. Neuer Akademischer Verlag Leipzig-Wien, Wien IV, Margaretenstraße 8. Preis geh. 7,20 sh (4.— RM).

Im ersten Abschnitt des Buches ist die geschichtliche Entwicklung der elektrischen Zugförderung beschrieben, im zweiten und dritten Abschnitt der Anfang der Elektrisierung in Österreich. Der vierte Abschnitt behandelt die Elektrisierung der Österreichischen Bundesbahnen, insbesondere enthält er ausführliche Angaben über die Bauarten der elektrischen Lokomotiven. Die vier Abschnitte werden durch eine Übersicht der im Betrieb und im Bau befindlichen elektrischen Lokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen und durch zahlreiche Abbildungen ergänzt.

Nach den Angaben des Verfassers im Vorwort ist das Buch namentlich für den jüngeren Beamtennachwuchs der Eisenbahn- und Straßenbahnverwaltungen bestimmt. Es ist aber auch weiteren Fachkreisen zum Studium des Standes der Bahn-Elektrisierung Österreichs zu empfehlen. Sorger.

**„Der Eisenbahn-Elektrotechniker“.** Gemeinverständliche Lehrhefte für Eisenbahner. Herausgegeben von Ministerialrat a. D. Wilhelm Wechmann, Reichsbahndirektor und Mitglied der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. I. Teil: Grundlagen der praktischen Elektrotechnik; Heft I: „Der elektrische Strom im Leiter“. Zweite Auflage. Berlin 1927. Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn, Berlin W 8, Wilhelmstraße 87. Preis kartoniert 4.— RM (Reichsbahnangehörige erhalten Ermäßigung).

Dieses Heft bildet den Anfang eines besonders für Eisenbahner zusammengestellten Unterrichtswerkes über Elektrotechnik. Der Lehrstoff wird in zwangloser Reihenfolge in einzelnen Heften erscheinen, deren jedes ein in sich geschlossenes Teilgebiet umfaßt und einzeln käuflich ist.

Das erste Heft behandelt „Den elektrischen Strom im Leiter“; der Lehrstoff wird durch zahlreiche Fragen und durch zahlreiche Rechenaufgaben aus dem praktischen Betriebe mit vollständigen Lösungen ergänzt. Das Heft eignet sich vorzüglich für Unterrichtszwecke und zum Selbststudium und zeichnet sich vor den übrigen Lehrbüchern der Elektrotechnik besonders dadurch aus, daß es in pädagogisch klarem Aufbau alle wesentlichen, für den Eisenbahner wichtigen Fragen behandelt.

Bei der von Jahr zu Jahr fortschreitenden Bedeutung der Elektrotechnik für den Eisenbahnbetrieb füllt diese wertvolle Sammlung eine fühlbare Lücke im deutschen Büchermarkt aus. Das Studium dieser Lehrhefte ist daher jedem Eisenbahner aufs wärmste zu empfehlen. Sorger.

**Betonzusammensetzung und Druckfestigkeit.** Von Dr. Ing. Georg Eisfelder. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Eisenbetons, Heft XXXI. Berlin 1927. Verlag von Wilhelm Ernst und Sohn. Preis geh. 5.40 $\mathcal{RM}$.

Trotz des wesentlichen Fortschrittes in der Erkenntnis der für die Betonfesigkeit maßgebenden Einflüsse ist die Art der Erzeugung des Betons an der Baustelle nicht nennenswert verbessert worden. Die Ursache sieht der Verfasser vorliegender Abhandlung in der Schwierigkeit, Forschungsergebnisse auf den Baubetrieb zu übertragen, wo sie noch anderen Einflüssen unterliegen und der praktischen Erprobung in weitestem Umfange bedürfen.

Er gibt deshalb an Hand der neueren Versuche von Abrams, Gref, Kortlang und Talbot einen zusammenfassenden Überblick über die als erwiesen anerkannten Tatsachen, klärt scheinbare Widersprüche und stellt Anhaltspunkte auf für eine erfolgversprechende Verwertung der Laboratoriumsergebnisse auf der Baustelle. Seine Vorschläge, wie die Gleichmäßigkeit des Wasserzusatzes, der Kornabstufung und des Mischungsverhältnisses gewahrt werden können und welche Prüfungen vorzunehmen sind, um die geeignetste Betonzusammensetzung zu erhalten, sind so beachtenswert, daß jeder Ingenieur sich mit dem Inhalt des äußerst klar und übersichtlich geschriebenen Buches vertraut machen sollte. Schönberg.

**Beiträge zur Geschichte der Technik und Industrie,** Jahrbuch des Vereines deutscher Ingenieure, 17. Band, 1927, herausgegeben von C. Matschoß. DIN A 4, IV/180 Seiten mit 307 Textabbildungen und 14 Bildnissen. Preis in Ganzleinen gebunden $\mathcal{RM}$ 16.—, für VDI-Mitglieder $\mathcal{RM}$ 14.40. VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7.

Der Band behandelt besonders die Geschichte der Elektrotechnik, der drei Aufsätze und mehrere kleine Beiträge gewidmet sind. Zu dem Gebiet des Maschinenbaus gehören Beiträge über die Erfindung der Druckmaschine, der Spinnerei- und Webereimaschinen und der Werkzeugmaschine. Hierzu kommen Arbeiten, die mit den Anfängen der optischen Industrie bekanntmachen und solche allgemein industrie- und wirtschaftsgeschichtlicher Art. In einer Zusammenstellung wird über „Technische Kulturdenkmäler“ in Deutschland berichtet. Sorgfältige Quellenangaben und die Literaturübersichten bei jedem Aufsatz ermöglichen es dem Leser, sich eine umfassende Kenntnis der Entwicklung eines technischen Sondergebietes zu verschaffen. Dem gleichen Zweck dient die zehn Seiten umfassende „Literaturschau“ am Schluß des Buches, die auf neu erschienene in- und ausländische Bücher und Zeitschriftenaufsätze mit technisch-geschichtlichem Inhalt hinweist. Ue.

## Berichtigung.

In dem Aufsatz über die Kraftwirkungen am gebremsten Rade von F. Meineke in Nr. 1, Seite 7 ist ein Druckfehler stehen geblieben. In Zeile 18 links muß es heißen: $B_1 . b \pm \mu B . c - B . a = 0$. Die Schriftleitung.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 15. März 1928 | Heft 6

## Die Arbeitsgeschwindigkeit der Zughöfe.

Von Dr. Ing. **Haller**, Essen.

Die Arbeit der Zughöfe — Bahnhöfe, in denen Güterzüge gebildet werden — wird seit langem in den Fachblättern von allen Seiten beleuchtet. Dabei sind u. a. vorzügliche Ratschläge zur Verbesserung der technischen Einrichtungen ans Licht gekommen, andere auch, die zu völlig neuen Formen des Güterzugbetriebes führen wollen. Aus den bestehenden Anlagen läßt sich aber auch noch viel herausholen, wenn man die einzelnen Arbeitsgänge der Wagen und deren Zeitaufwand untersucht; oft gelingt es, Hemmungen auszuschalten, nebensächliche Arbeiten aus der Reihenfolge der Hauptarbeiten herauszunehmen und sie neben ihnen — also gleichzeitig, ohne Verzögerung der Hauptarbeit — abzuwickeln und damit die Arbeitsgeschwindigkeit und Leistung der Zughöfe zu erhöhen. Die wirkliche Arbeitsgeschwindigkeit ist oft geringer als die mögliche Höchstgeschwindigkeit, der Unterschied hat große Verluste zur Folge. Ich will im folgenden versuchen, alle drei Werte kurz*) zu berechnen und anschließend die einzelnen Arbeitsgänge, ihre Hemmungen und Verbesserungen zu zeigen, die ich im Betriebe beobachtet habe.

### Die Durchlaufzeit D.

Die Arbeitsgeschwindigkeit eines Zughofes wird am besten gekennzeichnet durch die Zeit, die der Durchlauf eines Wagens in Anspruch nimmt: Die **Durchlaufszeit D.** Man findet ihren mittleren Wert, indem man die Aufenthaltsdauer aller Wagen, die Wagenzeit $\Sigma$ Wh, durch die Zahl der verarbeiteten Wagen B teilt:

$$D = \Sigma\, Wh : B.$$

Die Fläche der Abb. 1 zeigt $\Sigma$ Wh. Sie beginnt mit dem Bestande um 10 Uhr, b 10, der durch Zählung der Wagen oder ihrer Frachtbriefe gefunden wird. Alle hinzugekommenen und abgefahrenen Wagen sind je im Zeitpunkte der Ankunft oder Abfahrt als Zunahme oder Abnahme des Bestandes eingetragen. Den Inhalt der Fläche berechnet man als Summe der Wagenzeiten der einzelnen Stunden, z. B. $\Sigma$ Wh der zwölften Stunde = Bestand um 11,5 Uhr . 1 Stunde = b [11,5] . 1 h. Die Wagenzeit eines ganzen Tages wird dann:

$$\Sigma\, Wh = \Sigma\, (b\,[0{,}5] + b\,[1{,}5] + b\,[2{,}5] \ldots\ldots\ldots b\,[23{,}5]).$$

Allerdings ist dieser Wert — in Abb. 1 von der gefiederten Linie begrenzt — nicht mathematisch genau, jedoch ist der Fehler gering, etwa + 0,5%.

Als verarbeitete Wagen — B — zählt man zweckmäßig die bei Zerlegung der ankommenden Züge über den Berg laufenden Wagen, die des Hauptablaufes oder ersten Ablaufes. Es empfiehlt sich, die Beobachtung auf die beladenen und verfügten leeren Wagen zu beschränken, da die freien leeren Wagen unregelmäßiger verkehren und das Bild trüben. Der wirkliche Aufenthalt der Wagen in den Zughöfen der Deutschen Reichsbahn betrug 1925 durchschnittlich zehn Stunden.

### Die Regelzeit Tr.

Bei höchster Arbeitsgeschwindigkeit eines Zughofes ergibt sich eine Aufenthaltsdauer der Wagen — ich nenne sie die Regelzeit Tr —, die sich zusammensetzt aus der **Vorzeit tv** für die Zerlegung, der **Wartezeit tw**, die von der Zugdichte abhängt, und der **Nachzeit tn** für die Ordnung der Züge nach bestimmten Gruppen und für die Vorbereitung der Fahrt:

$$Tr = tv + tw + tn.$$

tw ergibt sich aus folgender Überlegung: Wenn aus einem Sammler in 24 Stunden n' = 3 Züge abfahren, kommt auf jeden eine mittlere Sammelzeit von 24 : n' = 8 h, die Wartezeit des einzelnen Wagens wird bei gleichmäßigem Zulauf vom Berge im Mittel tw = (0 + 8) . ½ = 4 h = 24 : 2 n'. Wenn ferner der Berg auf s Sammler arbeitet, aus denen n Züge abfahren, kommen auf jeden Sammler n' = n : s Ausfahrten und eine mittlere Wartezeit:

$$tw = \frac{24}{2} \cdot \frac{s}{n}.$$

Dieser Wert ist durch die Zugdichte des einzelnen Zughofes festgelegt, auf ihn hat die Betriebsweise und die Betriebsleitung eines Zughofes keinen Einfluß. tv und tn können

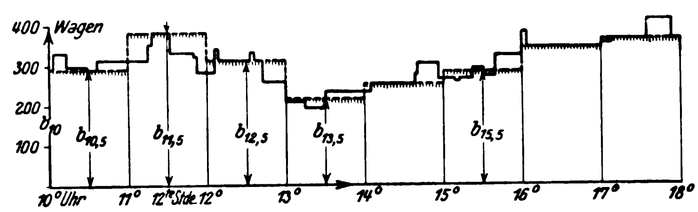



Abb. 1. Wagenzeit eines Zughofes.

Die ausgezogene Linie zeigt den jeweiligen Bestand an Wagen, z. B. b 11,5 um 11° 30'. b 11,5 gibt mit b 11,5 Wagen × 1 Stunde den Inhalt der gefiederten Fläche über der zwölften Stunde an und damit deren Wagenstunden: $\Sigma$ (b × 1 h) = $\Sigma$ Wh. Die Summe der Fehler zwischen der gefiederten und der ausgezogenen Linie wird Null, wenn die Anzahl der b groß ist, z. B. 24 für einen Tag.

aber durch sorgfältige und planvolle Arbeit sehr gering gehalten werden, etwa 2 h zusammen, wie sich später zeigen wird. Damit ergibt sich

$$Tr = \frac{24}{2} \cdot \frac{s}{n} + 2{,}0 \text{ Stunden.}$$

### Die Überzeit Tü.

Die wirkliche Durchlaufszeit D ist oft höher als die Regelzeit Tr, ihr Unterschied D — Tr ist die **Überzeit Tü**. In dem Wagenübergangsplan, den jeder Zughof hat, ist für die Wagen jedes ankommenden Zuges der Anschlußzug festgelegt, mit dem sie weiterrollen sollen. Die geringste Übergangszeit ist tv, die längste tv + 2 tw + tn. Viele Wagen erreichen ihren Anschlußzug nicht, sei es infolge Überschreitung der Arbeitszeiten tv + tn, sei es, weil der Anschlußzug schon voll belastet ist und sie zurücklassen muß (Überschreitung der Sammelzeit = 2 tw), und werden „überständig". Ihre Summe heißt „der Überstand", die versäumten Wagenstunden „die Überzeit".

Wie der Rangiermeister die Wagen in bestimmten Sammlern sammelt, ordnet der Zugabfertiger die Briefe in bestimmten Fächern*). Der Zugführer übernimmt als Vorbereitung der Fahrt die Wagen seines Zuges im Sammler und schreibt dabei jeden einzelnen auf (Güterwagenzettel), geht dann zum Zugabfertiger und läßt sich die Briefe nach

*) Genauere Berechnungsweisen findet man in der „Verkehrstechnischen Woche" 1927, Nr. 42 bis 44.

*) Vergl. Pokorny, Ordnen der Begleitpapiere in den Ausgangszugabfertigungen, „Die Reichsbahn" 1927, S. 648.

seiner Aufschreibung aushändigen. Wenn dabei Briefe zurückbleiben, die der Zugführer nach dem Wagenübergangsplan hätte mitnehmen sollen, sind deren Wagen noch nicht im Zuge, also überständig. Der Zugabfertiger kennzeichnet sie durch einen roten Strich am Eingangsstempel und macht auf ihnen, falls sie noch ein zweites oder drittes Mal zurückbleiben sollten, einen zweiten oder dritten roten Strich. Mit dem Augenblick der wirklichen Ausfahrt des ersten Anschlußzuges beginnt für den rot gezeichneten Brief die Überzeit seines Wagens. Er wird in ein Formblatt, wie es Übersicht 1 zeigt, eingetragen, das an Hand der Bahnhofsfahrordnung für sämtliche Zug- und Bedienungsfahrten aufgestellt ist und zwischen den einzelnen Zeilen Raum für Sonderzüge läßt. Der Zugabfertiger muß bei jeder Fahrt den Rückstand vermerken, besonders auch wenn er Null wird, weil ja damit für den Sammler, aus dem der Zug abfährt, der Überstand endet.

Aus diesen Unterlagen kann die Überzeit — wie die Wagenzeit in Abb. 1 — berechnet werden. Anfangsbestand ist die Summe aller rot gezeichneten Frachtbriefe, Zugang oder Abgang ist die Vermehrung oder Verminderung, die der anfängliche Überstand durch eine Abfuhr erfahren hat, und der Zeitpunkt der Veränderung ist die aus dem Zugmeldebuch entnommene Abfahrzeit. Die $\Sigma$Wh ergibt hier die gesamte Überzeit des Tages. Verteilt man sie auf die verarbeiteten Wagen (B), so erhält man die auf jeden derselben fallende Überzeit. Man kann diese Rechnung sowohl für alle Sammler als auch für jeden einzelnen aufstellen und gewinnt damit ein Urteil darüber, ob die Arbeitsgeschwindigkeit eines Zughofes allgemein oder in einzelnen Richtungen der Verbesserung bedarf.

### Wert der Wagenzeit.

Um einen Anhalt zu haben, wie hoch die Verluste Tü zu bewerten sind, und um sie abwägen zu können gegen Maßnahmen, die ihrer Verringerung dienen, habe ich in der „Verkehrstechnischen Woche“ 1927, Seite 514, den Wert einer Wagenstunde berechnet; es ergeben sich: Für Hergabe und Instandhaltung der Wagen 0,10 ℳ und für die der Zughöfe ebenfalls 0,10 ℳ für die Wagenstunde, insgesamt 1 Wh = 0,20 ℳ. Dieser Wert ist sehr gering angesetzt, er rechnet mit 300 . 24 = = 7200 jährlichen Arbeitsstunden für jeden Wagen, die nie erreicht werden. In der Zeit des Herbstverkehrs mit seinen Spitzenleistungen wird man ein Vielfaches ansetzen müssen: Nimmt man an, daß 25% des Wagenparks für den Herbstverkehr bereit gehalten werden und daß diese nur 30 von 300 Arbeitstagen im Jahre arbeiten, so müssen sie in diesen 30 Tagen den Jahresbetrag für ihr Dasein aufbringen, mithin zehnmal so viel als die übrigen 75%, deren Selbstkosten für einen Wagentag sich auf 24 . 0,2 = 4,80 ~ 5 ℳ belaufen. Auf 100 Wagentage kommen:

| | | |
|---|---|---|
| 75 im Werte von je 5 ℳ . . . . . | = | 375 ℳ |
| 25 im Werte von je 50 ℳ . . . . . | = | 1250 ℳ |
| 100 Wagentage im Herbst kosten . . | | 1625 ℳ |
| 1 Wagentag . . . . . . . . . . | | 16,25 ℳ. |

Dieser Wert ist natürlich nur ein ganz roher Mittelwert, einzelne Wagengattungen sind im Herbst nicht so stark begehrt, einzelne Zughöfe bleiben weit unter ihrer höchsten Belastung. Um aber überhaupt einen Anhalt für die Rechnung zu haben, nehme ich im folgenden an: 5 ℳ für den Wagentag in Zeiten mittlerer Belastung, von denen die eine Hälfte (2,50 ℳ) auf die Wagen, die andere auf die Zughöfe kommt. In Zeiten starker Belastung gelte der dreifache Wert, 15 ℳ für den Wagentag, beim Wagenanteil (7,50 ℳ) für das ganze Bahnnetz, jedoch nur für die stark gefragten Gattungen, bei dem Gleisanteil für diejenigen Zughöfe, welche bis zur

**Übersicht 1.**

Zughof Dahlhausen Ruhr

Überstand am 4./5. Mai 1927.

Ursachen des Überstandes können sein:

Belastung (Tonnen/Achsenzahl angeben), verspätete Ankunft (Zeit angeben), beschädigt, abgelenkt (Gleis Nr. angeben), Gruppenübergabe usw.

/ : einmal zurückgeblieben
+ : zweimal zurückgeblieben
● : dreimal und mehr zurückgeblieben

Bedarfs- und Sonderzüge sind, auch wenn nach ihrer Abfahrt keine Wagen zurückgeblieben sind, nachzutragen!

Bei Zügen, die für mehrere Richtungen Wagen befördern, ist stets die für jede Richtung verbliebene Wagenzahl anzugeben.

| 1 | 2 | 3 | 4 | | | | | | | | | | | | | | | | | 5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Std. | Zeit | Zug Nr. | Zurückgebliebene Wagen der Richtung nach: Hamm | Kupferdreh | M. Styrum | R. Hafen neu | Essen mit Dbg. Hafen | E. Rüttensch. u. Steele S. | Hütte | Barmen-Langerfeld | Stat. Wag. B. Langerfeld | Vorhalle | Stat. Wag. Vorhalle | Hattingen Ort | M. Speldorf | B. Riemke | Langendreer | Weitmar Laer Bochum N. | | | Bemerkungen |
| | | | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | / + ● | | | |
| Bestand 10 Uhr | | | — — — | 21 — — | — — — | — — — | 3 — — | 1 — — | — — — | 11 36 — | — — — | 8 9 2 | 1 — — | — — — | — — — | 18 — — | 2 1 | 3 — — | | | 116 = Σ |
| 11 | 10,45 | 15474 | | | | | | 1 — — | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | 11,34 | 10186 | | | | 10 — — mit Belastung durchgefahren | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | 12,20 | 17240 | | 3 — — Belastung 146/1623 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | 13,12 | 16940 | | | | | | | | | | | | | | 3 — — ohne Bremse 42/567 | | | | | |
| | 13,14 | 8045 | | | | | | | | | | | — — — 42/245 | | | | | | | | |
| | 13,20 | 15158 | | | | | | | | | | | | | — — — 26/324 | | | | | | |
| | 13,30 | 16119 | | | | | | | | | | | | noch im Übergabegleis 12/106 | | | | 2 1 — | | | |
| 15 | 14,33 | 15430 | | | | | | 3 — — noch im Übergabegleis 66/436 | | | | | | | | | | | | | |
| | 14,55 | 8047 | | | | | | | | | | 13 1 — abgelenkt und ohne Bremse 104/1285 | | | | | | | | | |
| 16 | 15,26 | 15987 | | | | | | | | | | | | | | | 18/270 | — — — | | | |
| | 15,39 | 8258 | | | | | | | | 35 — 21 Belastung 84/1061 | | | | | | | | | | | |
| | 15,51 | 45255 | | | | | | | — — — 36/454 | | | | | | | | | | | | |
| | 15,51 | 17246 | | 2 2 — 2 ohne Bremse, 2 Überruhr nicht eingestellt | | | | | | | 44/537 | | | | | | | | | | |
| 17 | — | — | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | 17,18 | n. 8260 | | | | | | | | 12 — 21 Belastung 46/551 | | | | | | | | | | | |
| 19 | 18,05 | 8260 | | | | | | | | 7 12 6 Nur Langerfeld abgefahren, abgelenkt in Gl. 9. 32/334 | | | | | | | | | | | |
| | 18,50 | 45257 | | | | | | | — — — | | | | | | | | | | | | |

Höchstleistung angespannt sind, bei deren Überschreitung kostspielige Verzögerungen im Betriebe entstehen würden.

### Die Vorzeit tv.

Die Zeit von der vollendeten Einfahrt eines Zuges bis zum Beginn der Wartezeit seiner Wagen sei die Vorzeit tv. Um einfach zu rechnen, setze ich den Beginn der Wartezeit gleich mit dem Ablauf des letzten — statt des mittleren — Wagens eines Zuges, dabei wird tv 5 bis 8 Minuten zu groß und tw ebensoviel zu klein, was jedoch nur selten berücksichtigt zu werden braucht. Diese Vorzeit dient der Vorbereitung des Ablaufes, die Wagen werden von Verkehrsbeamten geprüft und mit den Frachtbriefen verglichen, dann die Ablaufzettel geschrieben und an die Rangierbediensteten verteilt; diese entkuppeln und entschlauchen die Wagen, oft werden sie auch entlüftet und von maschinentechnischen Beamten auf ihre Betriebssicherheit geprüft. Die Arbeiten können z. T. gleichzeitig verrichtet werden und erfordern 20 bis 30 Minuten für einen Zug von 50 Wagen, je nach dem Umfange der Arbeiten. Dann setzt sich die Berglokomotive hinter den Zug, drückt ihn an den Knapp*) und weiter, die Zerlegung beginnt und nimmt eine Minute für zehn Achsen in Anspruch. Im Hinblick auf ihre sonstigen Arbeiten (Andrücken in den Sammelgleisen) kann man auf eine Stunde der Berglokomotive etwa zwei Züge = 100 Wagen rechnen und daraus mit einer Vorzeit von 30 Minuten. Bei längeren Vorbereitungsarbeiten kommen noch soviel Minuten hinzu, als diese 15 Minuten überschreiten. Erreichbar ist dieser geringe Wert nur, wenn nicht mehr Wagen ankommen als über den Berg abrollen. Bei zwanzigstündiger Arbeitszeit kann ein Zughof 40 Züge mit je 50 Wagen = 2000 Wagen täglich verarbeiten. Nun läßt sich aber der Fahrplan der Güterzüge selten so einrichten, daß alle 30′ ein Zug in den Zughof kommt, der Zufluß ist in manchen Tagesstunden stärker, in anderen geringer und, wenn der Abfluß über den Berg (die Zerlegung) nicht so groß ist wie der Zufluß, tritt Stau vor dem Knapp ein und damit Zeitverluste. Wenn z. B. von 10 bis 12 Uhr sechs Züge einfahren, von 12 bis 18 Uhr zwölf Züge und von 18 bis 19 Uhr keine, so ist zwar in den neun Stunden von 10 bis 19 Uhr der mittlere Zufluß nur $(12+6):9=2$ Züge, jedoch kommen zwei der bis 12 Uhr eingefahrenen Züge erst nach 18 Uhr zur Zerlegung, sechs Stunden sind für 100 Wagen und für zwei zuglange Gleise verloren = 600 Wh = 120 ℳ, in Zeiten hoher Betriebsleistung sogar $3 \cdot 120 = 360$ ℳ. Die Belegschaft wird leicht stumpf gegen diese Verluste, sie gewöhnt sich daran, mit vollen Einfahrgleisen zu arbeiten und der Zughof versagt bei der geringsten Unregelmäßigkeit, er läßt die ankommenden Züge vor Hof liegen oder staut sie in die absendenden Zughöfe zurück.

Einige Zahlen zur Erläuterung: In Übersicht 2 ist die Leistung der Zughöfe Da, Ww und Wo im Herbstbetriebe 1927 gegenübergestellt. Da ist geschult auf eine Arbeitsgeschwindigkeit von > 100 Wagen in einer Bergstunde mit einer Lokomotive, der Berg ruht 5 bis 7 Stunden je nach Wagenanfall und Wetter. Ww und Wo sind gewohnt, mit 24 Bergstunden und einer Lokomotive auch bei geringen Leistungen — 1600 bis 1800 Wagen — zu arbeiten, sie können bei stärkerem Wagenanfall aus dieser Arbeitsgeschwindigkeit nicht heraus, der Einsatz einer zweiten Lokomotive wird dann zeitweilig erforderlich, damit der Stau vor dem Knapp sich nicht auf andere Zughöfe überträgt, und selbst mit diesem hohen Kraftaufwand bleibt tv noch zu hoch, obwohl die Arbeitsbedingungen günstiger liegen als in Da. Wie der Vergleich in Übersicht 2 zeigt, hat Da vom 26. September bis 26. November 1927 täglich mehr als Ww verbraucht:

$$1900\ \text{W} \cdot 39' = \sim 1200\ \text{Wh im Werte von } 0{,}20\ ℳ^{*}) = 240\ ℳ$$
$$\text{und} \sim 10\ \text{Lokomotivstunden je } 15\ ℳ \ldots\ldots = 150\ ℳ$$
$$\text{zusammen} \ldots = 390\ ℳ,$$

das ist für jeden Wagen bei der Zerlegung $\geq 390:1900 = 0{,}20$ ℳ.

**Übersicht 2.**

Tägliche Leistung und Lokomotivaufwand der Hauptberge in Da, Ww und Wo im Oktober-November 1927.

| | Da | | | Ww | | | Wo | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Leistung | | Aufwand an Lokomotiv-h | Leistung | | Aufwand an Lokomotiv-h | Leistung | | Aufwand an Lokomotiv-h |
| | B | tv | | B | tv | | B | tv | |
| 26. 9. bis 1. 10. | 1841 | 89 | $19^1/_6$ | 1843 | 117 | $23^3/_6$ | 1652 | 107 | $22^1/_6$ |
| 3. 10. „ 8. 10. | 1820 | 111 | $18^3/_6$ | 1880 | 173 | 24 | 1659 | 121 | 22 |
| 10. 10. „ 15. 10. | 1995 | 84 | $18^5/_6$ | 1891 | 156 | $25^2/_6$ | 1660 | 153 | $22^3/_6$ |
| 17. 10. „ 22. 10. | 1984 | 113 | $18^5/_6$ | 2027 | 136 | $29^4/_6$ | 1706 | 136 | $25^4/_6$ |
| 24. 10. „ 29. 10. | 1940 | 85 | $18^4/_6$ | 2026 | 112 | 29 | 1654 | 102 | 25 |
| 31. 10. „ 5. 11. | 1797 | 69 | $17^5/_6$ | 1784 | 110 | $26^1/_6$ | 1531 | 113 | $22^4/_6$ |
| 7. 11. „ 12. 11. | 1983 | 109 | $19^1/_6$ | 1858 | 108 | $26^5/_6$ | 1685 | 100 | 24 |
| 14. 11. „ 19. 11. | 1954 | 102 | $18^3/_6$ | 1786 | 153 | $25^2/_5$ | 1617 | 109 | 24 |
| 21. 11. „ 26. 11. | 1824 | 123 | $19^5/_6$ | 1892 | 165 | 36 | 1666 | 139 | 24 |
| für 9 Werktage | 17138 | 885 | $164^{32}/_6$ | 16987 | 1230 | $243^{17}/_6$ | 14830 | 1080 | 212 |
| für 1 Werktag | 1904 | 98 | $18^5/_6$ | 1887 | 137 | $27^2/_6$ | 1648 | 120 | $23^3/_6$ |

Bemerkung: B, der erste Ablauf der Wagen, umfaßt auch die leeren. tv, die Vorzeit, ist bis zum Ablauf des letzten Wagens jeden Zuges gerechnet und daher ~ 5 Minuten zu groß.

Verwendete Lokomotiven: ausnahmslos T 16.

Diesen Teil der Ausgaben des Zughofes Ww, der nur mit einem ganz geringen Bruchteile auf Störungen und Unwetter zurückzuführen ist, die in Da ebenso auftreten wie in Ww, muß man als Verluste in Ww buchen, in denen die großen Gefahren für die Flüssigkeit des gesamten Betriebes durch Rückstau auf andere Zughöfe noch nicht enthalten sind. Sie zwingen m. E. zu sorgfältigster Beobachtung der Vorzeit, Beseitigung aller Hemmungen in der Zerlegung und zur Schulung der Belegschaft auf höchste Arbeitsgeschwindigkeit.

Ihren höchsten Wert erreicht die Vorzeit, wenn sämtliche Einfahrgleise gefüllt sind. Ww z. B. hat sechs Einfahrgleise; wenn sechs Züge mit 50 Wagen vor dem Berge stehen, wird die Vorzeit tv = 300 Wagenminuten für eine Minute, 300 Wagenstunden für eine Stunde und 300 Wagentage für einen Tag. Wert dieser Wagenzeit $300 \cdot 5$ ℳ = 1500 ℳ täglich bei mittlerem Verkehr und $3 \cdot 1500 = 4500$ ℳ täglich bei starkem Verkehr. Nicht enthalten ist in diesem Werte die große Gefahr, die, wie schon gesagt, bei vollen Einfahrgleisen für die rückwärtigen Bahnhöfe besteht, daß nämlich der überfüllte Zughof nicht mehr aufnehmen kann und rückwärts staut, d. h. die rückwärtigen Zughöfe ebenfalls vollaufen läßt und ihnen Züge nur nach Anfrage abnimmt. Der Betrieb wird schleppend und kommt zeitweilig zum Stillstand, er „stockt". Ich wage es nicht, die ungeheuerlichen Verluste in Zahlen auszudrücken, die entstehen, wenn diese Stockungen auch auf die Ladestellen und angeschlossenen Industrien übergreifen. Abb. 2 zeigt einen Stau im Zughofe Ww, der durch die geringe Leistung früherer Schichten infolge Nebels schon so groß geworden ist, daß Züge wegen überfüllter Einfahrgleise vor Hof liegen bleiben.

Die sorgfältige Beobachtung der Vorzeit gibt das beste Urteil über die Arbeitsgeschwindigkeit der Zerlegung und

*) Westfälischer Ausdruck für Höhe, Bodenwelle, den ich im Betrieb des Zughofes Wanne fand. In der Literatur ist er mir bisher nur bei Dirk Seeberg begegnet.

*) Die Hälfte der Zeit könnte als Herbstverkehr mit dem dreifachen Wert eingesetzt werden (vergl. „Wert der Wagenzeit").

den besten Anhalt für den rechtzeitigen Einsatz von Hilfen. In der Verkehrstechnischen Woche 1927, Seite 543, habe ich die Vorzeiten einer gut verlaufenen Schicht veröffentlicht, die in acht Stunden 926 Wagen mit tv = 97 Minuten (genauer 92′) über den Knapp gebracht hat trotz der fünf Züge, welche die Frühschicht als Rest*) gelassen hatte; die Spätschicht konnte um 4 Uhr 20′ nicht mehr abdrücken, weil der einzige Zug vor dem Berge erst 4,15 h eingefahren war und zum Abdrücken noch nicht vorbereitet sein konnte. Übersicht 3 (S. 104) zeigt als Beispiel für die Berechnung der Vorzeit die in Abb. 2 dargestellte Vorzeit bei starkem Stau vor dem Knapp.

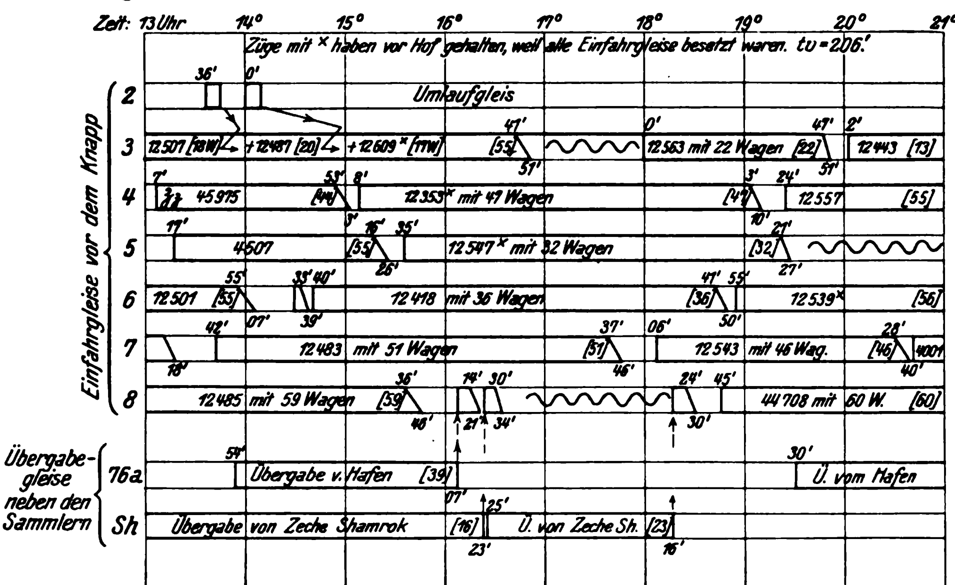



Abb. 2. Stau vor dem Knapp Ww in der Spätschicht am 11. Oktober 1927.

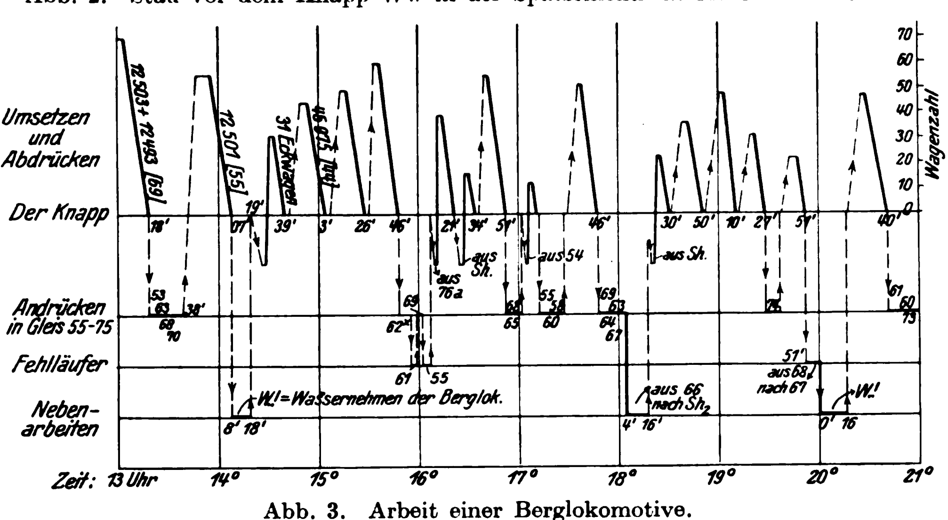



Abb. 3. Arbeit einer Berglokomotive.

## Die Zerlegung.

Um den Stau vor dem Knapp zu mildern, wird man darauf bedacht sein, die Geschwindigkeit der Zerlegung so hoch wie nur irgend möglich zu halten, nicht nur in Zeiten hoher Belastung, sondern jederzeit, damit die Belegschaft auf höchste Geschwindigkeit eingestellt ist, wenn große Leistungen notwendig werden. Seine Umstellung auf höhere Arbeitsgeschwindigkeit erfordert sehr lange Zeit und gelingt selten, wenn man mit der Schulung erst kurz vor dem stärkeren Verkehr beginnt.

Die baulichen Verbesserungen, wie Verkürzung der Weichenstraßen vor und hinter dem Knapp, Einbau besonderer Bremsen will ich hier übergehen. Nur auf eins möchte ich hinweisen: Die Steigung s ‰ der Rampe, auf der die Züge zum Brechpunkt hinaufgedrückt werden, ist oft nicht auf den Ablauf von „Stücken" eingerichtet, d. h. längeren, zusammenhängenden Wagengruppen. Man beobachtet Berge, von denen Stücke mit viel zu großer Wucht in die Sammler kommen und andere, von denen sie überhaupt nicht ablaufen, sondern gestoßen werden müssen. Soll die Wucht ($m . v^2 . \frac{1}{2}$) wie beim Ablauf einzelner Wagen werden, so muß im Hinblick auf die geringeren Luftwiderstände und die größere Masse (m) die Geschwindigkeit (v) verringert werden durch geringere Fallhöhe h. Bei einem sehr langen Stück (Abb. 4a) ist die treibende Masse nur ma und ihre Fallhöhe $\frac{1}{2}$ ba, woraus sich die Mindesthöhe der Einfahrgleise über den Sammlern ermitteln läßt. Beginn und Ende der Bewegung haben andere Werte für m und h, nämlich die der kurzen Stücke. Deren Grenzfall ist der einzelne Wagen mit der Fallhöhe hb (vergl. Abb. 4b). Bei zunehmender Länge (Abb. 4c) nimmt hc allmählich ab bis auf $\frac{1}{2}$ ha und diese Abnahme hängt ab von der Steigung s ‰. Man wird gut tun, s beim Bau zu steil anzulegen, die Stücke werden dann zunächst schlecht ablaufen und man wird im Betrieb die Steigung s durch Anheben der Gleise allmählich flacher machen, bis die beste Ablaufgeschwindigkeit erreicht ist.

Besonders wichtig ist bei der Zerlegung die richtige Geschwindigkeit der Berglokomotive; der Rangiermeister muß sie in der Hand haben wie der Steuermann die Maschinen eines Dampfers. Dazu gehört sowohl eine gute Befehlsübermittlung vom Stande des Rangiermeisters zu dem des Führers der Berglokomotive, die auch bei Nebel und Sturm nicht versagt und heute drahtlos möglich ist, als auch für den Lokomotivführer ein Geschwindigkeitsmesser, der auch geringe Geschwindigkeiten anzeigt, wie sie im Bergbetriebe vorkommen. Auf einigen Berglokomotiven sind solche Geschwindigkeitsmesser bereits im Gebrauch.

Auf vielen Bergen findet man Unterbrechungen der Zerlegungsarbeit durch andere Arbeiten sogar bei starker Füllung der Einfahrgleise, alle Wagen vor dem Berge erleiden dann einen Zeitverlust in der Größe der Unterbrechung und auch die später einfahrenden nehmen an diesem Verluste solange Teil, bis der Stau gänzlich beendet ist. Wenn z. B. um 10 Uhr eine Unterbrechung von 15 Min. eintritt und erst um 16 Uhr nach Ablauf von 600 Wagen ausgeglichen wird, haben diese 600 Wagen 15 Minuten verloren, insgesamt $600 . \frac{1}{4} = 150$ Wagenstunden im Werte von $150 . 0,2 = 30$ ℳ (bei starkem Verkehr von $30 . 3 = 90$ ℳ). Die Behandlung der Wagen ohne Luft*) hat oft solche Verluste zur Folge. Man findet sogar Berge, auf denen die Zerlegung längere Zeit unterbrochen wird, um Arbeiten auszuführen, die durchaus nicht an den Zerlegungsberg gebunden sind, wie z. B. Bedienung von Ladestellen, Ordnung von Nahgüterzügen, Zusammensetzen von zwei Zugteilen zur Abfahrt eines Zuges. Solche Arbeiten sollte man restlos aus dem Zerlegungsgang ausschalten und die Zugbildungs-

*) Der Rest entsteht dort, weil die Frühschicht von 9 bis 12 Uhr Betriebspause am Knapp hat.

*) Luftleitung für Bremsen.



arbeiten zweiter Ordnung auf einen Berg am anderen Ende der Sammler, den Gegenberg, verlegen; hierüber ist später noch einiges zu sagen.

Unter den üblichen Verhältnissen wird nach Ausschaltung der Nebenarbeiten der bereinigte Zerlegungsgang mit etwa 100 Wagen stündlich ablaufen. Ist der Zulauf stärker, so muß man entweder einen zeitweiligen Stau und damit längere Vorzeiten in Kauf nehmen oder eine zweite Lokomotive am Knapp einsetzen, was ja bei sehr starker Belastung unvermeidlich ist. Bei geschickter Arbeit steigt die stündliche Leistung auf etwa 150 Wagen. In Abb. 3 habe ich die Arbeitsgänge für eine Lokomotive dargestellt, bei der Arbeit mit zwei Lokomotiven entstehen gegenseitige Hemmungen und Gefährdungen, die sich kaum vermeiden lassen. Der Gewinn an Wagenzeit ist sehr hoch und wird den Einsatz der zweiten Lokomotive bei allgemeinem Wagenmangel oder örtlicher Überlastung der Einfahrgleise stets rechtfertigen. Dem Verluste an Lokomotivkraft steht ein fast ebenso hoher Gewinn an Rangiermannschaft und Hemmschuhlegern gegenüber, deren Arbeitsleistungen bei 100 Wagen stündlich so gering sind, daß fast die gleiche Kopfzahl auch für 150 Wagen genügt.

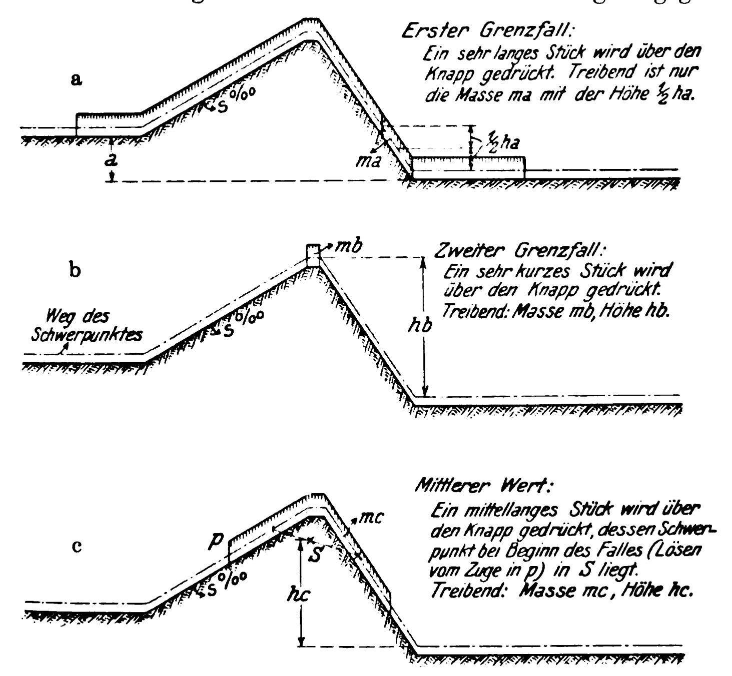



Abb. 4. Steigung s‰ der Rampe zum Knapp.

Auf eine wenig beachtete Hemmung möchte ich schließlich noch hinweisen, die man bei zu kurzen oder überfüllten Sammelgleisen antrifft. Bei der Ankunft vom Berge rollen die Wagen nicht hart an die bereits gesammelten; es bilden sich Zwischenräume, die umso größer werden, je voller der Sammler ist, weil der Hemmschuhleger einen Aufprall unter allen Umständen vermeiden soll und daher, je näher zum Berge, wo die Wucht der Wagen am größten ist, umso vorsichtiger, d. h. mit umso größerem Abstand seinen Hemmschuh auflegt. Je voller der Sammler, desto weniger Wagen kann er ohne Zusammendrücken aufnehmen, die Berglokomotive muß dazu öfter in das Tal, die Zerlegung leidet. Bei leeren Sammlern kann man die Zerlegung auf 200 Wagen und noch mehr in der Stunde bringen. Wenn vor Stunden starken Zulaufs eine Pause in der Zerlegung eintritt, wird man gut tun, in dieser die Aufnahme der Wagen so vorzubereiten, daß während des starken Zulaufes in den Sammlern nicht angedrückt zu werden braucht. Wo eine Ausfahrgruppe vorhanden ist, wird man hochgefüllte Sammler in diese entleeren. Ist diese Pause in der Zerlegung so kurz, daß eine Lokomotive zum Aufräumen nicht genügt, so ist in ihr die zweite anzusetzen, gegenseitige Hemmungen lassen sich beim Aufräumen gänzlich vermeiden. Die Leistungen von Rangiermannschaft und Lokomotiven erreichen ihren Größtwert.

Wo es gelingt, die Zerlegungsgeschwindigkeit dem Wagenzulauf anzupassen, wird tv zum Minimum, Arbeitsgeschwindigkeit und Leistung des Zughofes erreichen ihr Maximum. Solche Zughöfe zeichnen sich dadurch aus, daß sie in der Zerlegung **Betriebspausen** haben und damit eine **Zeitreserve** für Störungen und Spitzenleistungen, die m. E. für eine glatte Bewältigung des Herbstverkehrs unentbehrlich und wesentlich besser ist als die Raumreserve (Gleisreserve). Es ist wohl ohne Zweifel, daß jede Belegschaft sich mit ihren Gleisen und Kräften so einzurichten sucht, daß sie mit einem Mindestaufwand von persönlicher Leistung davonkommt. Viele Rangiermeister werden ohne besonderen Antrieb nicht klug und weitschauend die Arbeit ihrer Schicht überlegen, sondern erst anfangen nachzudenken, wenn sie von der Arbeit gedrängt werden. Dann nehmen sie alle Raumreserven in Anspruch, die Arbeitsgeschwindigkeit und die Leistung des Zughofes sinken auf ihr Minimum. Es entsteht eine bestimmte Reihenfolge und Weise der Arbeiten, die jede neue Belegschaft von der vorhergehenden übernimmt. Bei hohen Leistungen kommt niemand aus dem gewohnten Tritt heraus, die Raumreserven sind als solche verbraucht, der Zughof versagt. Ganz anders bei den Zeitreserven! Wird jeder Schicht ihre Arbeit zugeteilt und nimmt sie Teil an einem Zeitgewinn, dann hat sie einen Ansporn, so geschickt wie möglich zu arbeiten, die Arbeitsgeschwindigkeit erreicht ihr Maximum, bei hohen Belastungen braucht man nur die Zeitreserven in Anspruch zu nehmen, die Arbeit in ihnen vollzieht sich mit der gewohnten Höchstgeschwindigkeit, der Zughof versagt nicht bei sehr hohen Spitzenleistungen.

Ein Beispiel aus dem Betriebe: Der Zughof Da hat 1800 Wagen täglich zu verarbeiten und braucht für die Zerlegung 18 Bergstunden mit einer Lokomotive (vergl. Abb. 3). Den beiden vollen Schichten von je acht Stunden sind je 600 bis 800 Wagen zugewiesen und neun Bergstunden mit neun Lokomotivstunden; sind die für eine Schicht vorgesehenen Züge einschließlich etwaiger Sonderzüge und besonderer Rückstände aus der vorhergehenden Schicht zerlegt, so macht diese Belegschaft Feierabend und mit der zehnten Stunde tritt die nächste an, die in der Regel täglich dieselbe Aufgabe vorfindet. Werden 700 Wagen für eine Schicht als volle Arbeitsleistung angesehen, so wird sie bei stärkerem Arbeitsanfall Überstunden machen, die aufgerechnet werden an Tagen mit einem Arbeitsanfall von weniger als 700 Wagen und daher geringerer Arbeitszeit. Darin liegt ein großer Anreiz zu fehlerfreier, planvoller Arbeit und, wie die Zahlen in Abb. 3 zeigen, sind in Da tatsächlich in den beiden Monaten des Herbstverkehrs stündlich 100 Wagen über den Berg gerollt, wobei Hemmungen durch Unwetter, Frost, Nebel, Rauhreif, Sturm, Regen oder Betriebsstörungen nicht abgezogen sind. Die einstündigen Pausen am Ende jeder Schicht bringen eine große Gleichmäßigkeit und hohe Geschwindigkeit in die Zerlegungsarbeit. Außer ihnen hat Da noch eine dreistündige Betriebspause von 9 bis 12 Uhr, die nur bei besonderen Spitzenleistungen in Anspruch genommen wird. Sie bringt die Sicherheit, daß um 12 Uhr kein verspäteter Wagen sich vor dem Berge befindet und die neue Arbeit nicht mit Resten der alten belastet ist.

Der Vorteil dieser Arbeitsweise liegt auf der Hand und Abb. 3 zeigt ihn in deutlichen Zahlen. Er ist für den schnellen Wagenumlauf und den geringen Verbrauch an Berglokomotiven so groß, daß man ihn nicht durch kleinliche Anwendung der Dienstdauervorschriften aufs Spiel setzen sollte. Die Belegschaft wird vergrämt und mutlos, wenn sie für besonders

## Übersicht 3.

Zughof W. — **Vorzeiten der Züge.** — W-berg

**Tag:** 11./10. 27. **Dienstschicht:** von 13 h bis 21 h. **Lokomotivarbeitszeit:** 8 Std. — Min.
**Wetter:** gut. **Wind:** — **Zuglauf:** regelmäßig.
**Sonstige Ereignisse:** . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .
**Rangiermeister:** Philipp.
**Fahrdienstleiter:** von 13 h bis 21 h Wömpner.
von .. h bis .. h ..........
von .. h bis .. h ..........
**Bezirksaufsichtsbeamter:** von 13 h bis 14 h Klemm
von 14 h bis 18 h Kuß
von 18 h bis 21 h Brüggemann.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | | 6 | | 7 | | 8 | 9 | | 10 | | 11 | | 12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Lfde. Nr. | Zug Nr. | Einfahrgleis | Achsenzahl (ohne Pw) | Ankunft nach Zugmeldebuch | | Vorbereitungszeit (Sp. 5 bis Sp. 7) | | Anfang des Abdrückens | | Abdrückzeit (Sp. 7 bis Sp. 9) | Ende des Abdrückens | | Freimeldung des Einfahrgleises | | Anzahl der abgedrückten | | Bemerkungen |
| | | | | Std. | Min. | Std. | Min. | Std. | Min. | Min. | Std. | Min. | Std. | Min. | beladenen Wagen[1] | leeren Wagen | |
| 1 | 12501 | 6 | aus der Frühschicht übernommen | | | — | 55 | 13 | 55 | 12 | 14 | 07 | 14 | 05 | 55 | — | Zugleich mit Nr. 6 und 8. |
| 2 | 12507 | 3 | aus der Frühschicht übernommen | | | 3 | 41 | 16 | 41 | 10 | 16 | 51 | 16 | 49 | 55 | — | Zugleich mit Nr. 6 und 8. |
| 3 | 12485 | 8 | aus der Frühschicht übernommen | | | 2 | 36 | 15 | 36 | 10 | 15 | 46 | 15 | 41 | 59 | — | Zugleich mit Nr. 6 und 8. |
| 4 | 45975 | 4 | 88 | 13 | 07 | 1 | 46 | 14 | 53 | 10 | 15 | 03 | 15 | 00 | 44 | — | |
| 5 | 4507 | 5 | 100 | 13 | 17 | 1 | 59 | 15 | 16 | 10 | 15 | 26 | 15 | 19 | 50 | — | |
| 6 | 12487 | 2/3 | 40 | 13 | 36 | 3 | 05 | 16 | 41 | — | — | — | — | — | — | — | vor 12507 gesetzt. |
| 7 | 12483 | 7 | 102 | 13 | 42 | 3 | 55 | 17 | 37 | 9 | 17 | 46 | 17 | 43 | 51 | — | |
| 8 | 12509 | 2/3 | 34 | 14 | 00 | 2 | 41 | 16 | 41 | — | — | — | — | — | — | — | vor 12487 gesetzt. |
| 9 | Gl. 53 | 2 | 62 | — | — | — | — | 14 | 33 | 6 | 14 | 39 | 14 | 35 | 31 | — | |
| 10 | 12418 | 6 | 72 | 14 | 40 | 4 | 01 | 18 | 41 | 9 | 18 | 50 | 18 | 46 | 36 | — | |
| 11 | 12353 | 4 | 94 | 15 | 08 | 3 | 55 | 19 | 03 | 7 | 19 | 10 | 19 | 07 | 47 | — | |
| 12 | Hafen | 76 a/8 | 78 | 13 | 54 | 2 | 20 | 16 | 14 | 7 | 16 | 21 | 16 | 17 | 39 | — | |
| 13 | Shamrock | Sh/8 | aus der Frühschicht übernommen | | | 3 | 30 | 16 | 30 | 4 | 16 | 34 | 16 | 33 | 16 | — | |
| 14 | 12547 | 5 | 64 | 15 | 35 | 3 | 46 | 19 | 21 | 6 | 19 | 27 | 19 | 21 | 32 | — | |
| 15 | 12563 | 3 | 44 | 18 | 00 | 1 | 47 | 19 | 47 | 4 | 19 | 51 | 19 | 48 | 22 | — | |
| 16 | 12243 | 7 | 92 | 18 | 06 | 2 | 22 | 20 | 28 | 12 | 20 | 40 | 20 | 37 | 46 | — | |
| 17 | Shamrock | Sh/8 | 46 | 16 | 25 | 1 | 59 | 18 | 24 | 6 | 18 | 30 | 18 | 30 | 23 | — | |
| 18 | 44709 | 8 | 120 | 18 | 45 | 2 | 15 | der Nachtschicht überlassen | | | | | | | | | |
| 19 | 12539 | 6 | 112 | 18 | 55 | 2 | 05 | der Nachtschicht überlassen | | | | | | | | | |
| 20 | 12557 | 4 | 110 | 19 | 24 | 1 | 36 | der Nachtschicht überlassen | | | | | | | | | |
| 21 | Hafen | 76a | 80 | 19 | 30 | 1 | 30 | der Nachtschicht überlassen | | | | | | | | | |
| 22 | 12443 | 3 | 26 | 20 | 02 | — | 58 | der Nachtschicht überlassen | | | | | | | | | |
| 23 | 4001 | 7 | 118 | 20 | 40 | — | 20 | der Nachtschicht überlassen | | | | | | | | | |
| | Summe: 1482 X. | | | | | 53 | 02 | (16)[2] | | 2 \| 02 | (17)[2] | | | | 605 | — | |
| | Eingelaufen = 741 Wagen. Davon ab — mehrachsige, — u. abgestellte Wagen. Bleiben: 741 Wagen. | | | | | Durchschnittsvorbereitungszeit für einen Zug 3° 19′ | | | | Durchschnittsabdrückzeit für einen Zug 7′ | | | | | Bergablauf B | | |
| | | | | | | tv = 3 h 26′ Vorzeit im Durchschnitt für einen Zug | | | | | | | | | | | |

[1]) Auch leere Spezialwagen, leere verfügte Wagen und leere Schadwagen.
[2]) Anzahl der Züge, die für die Teilung in Frage kommen.

gute Arbeit bestraft wird, indem diese als Regelleistung angesehen und ihr hier und da eine weitere Arbeitsstunde abgezwackt wird. Die Mechanisierung (im Urteil über die Arbeit) hat dann zwar gesiegt, aber der Geist der frohen, erfolgreichen Arbeit weicht der Gleichgültigkeit, die paar abgezwackten Stunden verwandeln sich in grobe Verluste, die Arbeitsgeschwindigkeit sinkt, der Aufwand an Lokomotivstunden steigt, bis das übliche Bild wie in Ww und Wo wieder erreicht ist. Der Schaden ist in Jahren nicht wieder gut zu machen.

Die Arbeit der Zerlegung ist für die Betriebsgeschwindigkeit der Güterwagen von großer Bedeutung, leider wird sie nicht entsprechend bewertet und ist im Vergleich mit ähnlichen Arbeiten nur mit geringen Nebengebühren bedacht. M. E. wäre es zweckmäßig, allen Schichten, die mehr als 600 Wagen über den Knapp bringen und keine Rückstände lassen, eine Prämie für jeden Wagen zu geben, die mit steigender Vorzeit geringer wird und nach einem Schlüssel, der den Einfluß des Einzelnen auf die Zerlegungsarbeit zur Geltung kommen läßt, zu verteilen wäre.

Die Beobachtung der Vorzeit gibt einen Blick für die Güte der Gesamtarbeit einer Schicht. Um sie auch im Einzelnen zu erkennen, lasse ich von vielen Berglokomotiven den Fahrzettel (Übersicht 4) führen. Wie die Arbeit eines jeden Zuges durch den Fahrbericht überwacht wird, gibt der Fahrzettel über die Arbeit am Berge, die keiner Zugfahrt an Bedeutung nachsteht, Aufschluß und stärkt dem Rangiermeister das Bewußtsein, daß jede einzelne seiner Anordnungen wichtig

### Übersicht 4.

Fahrzettel der Lokomotive „West I“ am 11./10. 27, S, 13⁰—21⁰, Rgm.: Philipp. Zughof: W.

| von Std., Min. | bis Std., Min. | Leistung | Zeitaufwand: Umsetzen u. Abdrücken Min. | Zeitaufwand: Andrückung u. Fehlläufer Min. | Zeitaufwand: Sonstige Min. | Abgedrückte Wagen Wg. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 12,55 | 13,18 | 12503 + 12493 aus 7 abgedrückt (69 Wagen, die in Abb. 6 fehlen) | 23 | — | — | — |
| 18 | 38 | Gleis 55, 63, 68 und 70 angedrückt | — | 20 | — | — |
| 38 | 14,07 | 12501 aus 6 abgedrückt | 29 | — | — | 55 |
| 14,07 | 18 | Wassernehmen der Lokomotive | — | — | 11 | — |
| 18 | 39 | Gleis 53 (Eckwagen) hochgezogen und abgedrückt | 21 | — | — | 31 |
| 39 | 15,03 | Zz. 45975 aus 4 abgedrückt | 24 | — | — | 44 |
| 15,03 | 26 | 4507 aus 5 abgedrückt | 23 | — | — | 50 |
| 26 | 46 | 12485 aus 8 abgedrückt | 20 | — | — | 59 |
| 15,46 | 53 | Gleis 62 angedrückt | — | 7 | — | — |
| 53 | 16,01 | Aus 61 zwei Wag. Shamrock geholt, 69 angedrückt und die zwei Wag. abgedrückt | — | 8 | — | — |
| 16,01 | 06 | Gleis 55 angedrückt und zwei abgelenkte Wagen nach 61 gesetzt | — | 5 | — | — |
| 06 | 21 | Hafenzug aus 76a hochgezogen und abgedrückt | 15 | — | — | 39 |
| 21 | 34 | Zz. Shamrock hochgezogen und abgedrückt | 13 | — | — | 16 |
| 34 | 51 | 12507 + 12487 + 12509 aus 3 abgedrückt | 17 | — | — | 55 |
| 51 | 17,01 | Gleis 68 und 65 angedrückt | — | 10 | — | — |
| 17,01 | 11 | Aus Gleis 54 zwölf Wagen o. L. hochgezogen und abgedrückt | — | — | 10 | — |
| 11 | 27 | Gleis 55, 58 und 60 angedrückt | — | 16 | — | — |
| 27 | 40 | 12483 aus 7 abgedrückt | 13 | — | — | 51 |
| 40 | 18,04 | Gleis 69, 63, 64 und 67 angedrückt | 24 | — | — | — |
| 18,04 | 16 | Aus 66 nach Shamrock zugestellt (34 Wagen) | — | — | 12 | — |
| 16 | 30 | Zz. Shamrock abgeholt und abgedrückt | 14 | — | — | 23 |
| 30 | 50 | 12418 aus 6 abgedrückt | 20 | — | — | 36 |
| 50 | 19,10 | 12353 aus 4 abgedrückt | 20 | — | — | 47 |
| 19,10 | 27 | 12547 aus 5 abgedrückt | 17 | — | — | 32 |
| 27 | 36 | Gleis 74 angedrückt | — | 9 | — | — |
| 36 | 51 | 12536 aus 3 abgedrückt | 15 | — | — | 22 |
| 51 | 20,00 | Aus 68 einen Fehlläufer nach 67 gesetzt | — | 9 | — | — |
| 20,00 | 16 | Wassernehmen der Lokomotive | — | — | 16 | — |
| 16 | 40 | 12543 aus 7 abgedrückt | 24 | — | — | 46 |
| 40 | 21,01 | Gleis 61, 60 und 73 angedrückt | — | 21 | — | — |
| | | | 332 | 105 | 49 | 606 |
| 486′ | | | 486′ | | | |

ist und überwacht wird. Der Fahrzettel in Übersicht 4 zeigt die Schicht (mit einer Berglokomotive), deren Vorzeiten in Abb. 2 und Übersicht 3 dargestellt sind.

### Die Wartezeit tw.

Bei zwei Zügen täglich wird die mittlere Wartezeit tw=24:(2 . 2)=6 Stunden, bei drei Zügen tw=4 Stunden und bei vier Zügen=3 Stunden, bei noch größerer Zugdichte ist der Gewinn an Wartezeit gering, er wird oft durch den Verlust an Vorzeit, der durch zu große Dichte der einfahrenden Züge entsteht, aufgewogen, es bedarf dann der Prüfung, ob nicht durch Zurückverlegung der Zugbildung oder Bildung von Zügen für weiter entfernte Ziele der Durchlauf einiger Zughöfe für viele Wagen gänzlich erspart werden kann. Bei weniger als drei Zügen aus demselben Sammler wird tw zu groß, besonders in Zughöfen mit einer langen Betriebspause oder gar nur zwei Schichten am Hauptberge. Hier wird der Fahrplan auf die Betriebspause Rücksicht nehmen müssen und bald nach ihrem Eintritt zwei Züge gleicher Richtung mit verschieden weitem Ziel fahren lassen, die bei sinkendem Verkehr zu einem Zuge aus zwei Gruppen zusammenschmelzen, von dem aus rückwärts die Fahrpläne der übrigen Züge derselben Richtung aufgebaut werden.

Solche Zusammenfassung ist bei allen schwachen Verkehrsbeziehungen zur Verringerung der Wartezeit notwendig und

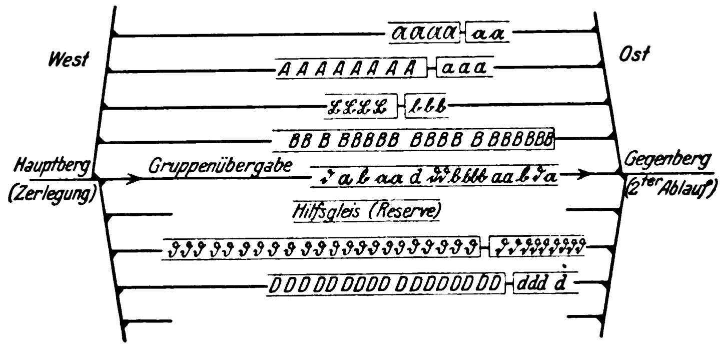



Abb. 5. Spitzenbildung.
Bei der Zerlegung rollen die Wagen der Hauptgruppen 𝔄, A, 𝔅, B, 𝔇 und D an ihren endgültigen Platz, von dem sie abfahren, und die Spitzengruppen 𝔞, a, b, 𝔡 und d bunt in die Gruppenübergabe. Zum 2ten Ablauf werden diese auf den Gegenberg gezogen und rollen von da an ihren Platz im Zuge.

auch bei stärkeren zweckmäßig, wenn dadurch ein Zughof aus der Reise eines Wagens ausgeschaltet werden kann. Diese

Ausschaltungen sind der dankbarste Weg zur Verbesserung der Reisegeschwindigkeit der Güterwagen. Häufig scheitern sie daran, daß die Sammler eines Zughofes nicht zahlreich genug sind, um noch besondere Spitzen der Ferngüterzüge zu bilden. In vielen Fällen kann man sich dann nach Abb. 5 helfen: in einem Sammler, der Gruppenübergabe, werden bunt alle Wagen der Spitzengruppen gesammelt und vor die Hauptgruppen gebracht, indem man sie vom Gegenberge ablaufen läßt. Die Weichen des Zughofes werden besser ausgenutzt, indem auch die am Gegenberge zur Sammlung herangezogen werden. Die Arbeit ist billiger als beim Vorsetzen einer geschlossenen Spitzengruppe aus einem besonderen Sammler, da die Gruppenübergabe in einem Arbeitsgange 60 bis 80 Wagen verarbeiten kann, während beim Vorsetzen der Spitzen aus besonderen Sammlern mehrere Arbeitsgänge erforderlich sind. Zwar ist jeder von ihnen billiger als eine Verteilung von 60 bis 80 Wagen, da er weniger Zeit und Bedienungsmannschaft — besonders Hemmschuhleger — erfordert; die tägliche Summe aber wird teurer. Schließlich

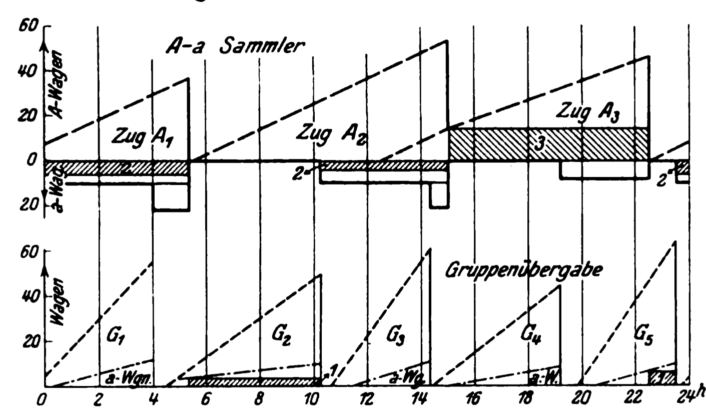



Abb. 6. Wagenzeit für Spitzenbildung.
1 In der Gruppenübergabe, 2 infolge der Gruppenübergabe im a Sammler und 3 wegen Auslastung des Zuges $A_2$ im A Sammler verlorene Wagenzeit.

ist auch der Aufwand an Wagenzeit fast Null, da die Verteilung der Spitzenwagen während der Wartezeit erfolgt und nur vereinzelte Wagen, wie Abb. 6 zeigt, ihre Abfahrzeit infolge des zweiten Ablaufes versäumen.

### Die Nachzeit tn.

Bei Zügen, die gegen den Hauptberg ausfahren, ist die Wartezeit beendet, sobald die Lokomotive vor den Zug gesetzt ist. Wagen, die darnach für diesen Sammler noch vom Berge kommen, werden von einem anderen Gleise aufgenommen. Die Zeit vom Ende der Wartezeit bis zur Abfahrt ist die Nachzeit. Sie wird bei Wagen, die nach der Zerlegung nicht wieder angefaßt werden, mit etwa 30 Minuten angesetzt. Der Durchlauf durch die Gruppenübergabe geschieht während der Wartezeit, vergl. Abb. 6, seinetwegen ist eine Verlängerung der Nachzeit selten nötig. Größeren Einfluß hat die Bildung der Nahgüterzüge mit vielen Gruppen. Bei der üblichen Weise werden die Wagen eines Nahgüterzuges bunt in einem Sammler abgestellt, dann zum Ordnen nach Stationen wieder aufgezogen und nach soviel Gleisen — entweder in den Spitzen der Sammler oder in besonderen Gleisharfen, den Stationsharfen —, verteilt, als Gruppen gebildet werden. Nach Verteilung der Wagen werden die entstandenen Gruppen aus ihren Gleisen wieder herausgeholt und im Abfahrgleise des Zuges zusammengestellt. Diese Weise kostet etwa eine Stunde Nachzeit und Arbeit für jeden Zug, wenn die Zerlegung und Bildung anderer Ngz nicht aufgehalten wird. Die Ngz werden in der Regel frühmorgens gebildet, damit ihre Wagen vor 7 Uhr an den Ladestellen bereitstehen, und es müssen, da Zughöfe fast immer auf mehreren Strecken arbeiten, mehrere Ngz hintereinander gebildet werden. Das würde — bei z. B. vier Zügen — zur Folge haben, daß die Bildung der Ngz vier Stunden kostet und die vier Züge nur in Abständen von einer Stunde fertig werden. Wird hierzu gar noch der Hauptberg in Anspruch genommen, so ruht die Zerlegung für vier Stunden und die mittlere Nachzeit für Wagen der vier Ngz wird $(1+4) \cdot \frac{1}{2} = 2{,}5$ Stunden.

Bedeutend einfacher ist die Weise, die ich in Da eingeführt habe. Die Wagen der Ngz werden bei der Zerlegung nicht nach ihren Zügen, sondern nach ihrer Stellung im Zuge gesammelt, in den Gruppensammlern I, II und III: in I die vorderen — a, α, 𝔞, $\underline{a}$ — Wagen, in II die mittleren — b, β, 𝔟, $\underline{b}$ — Wagen und in III die hinteren — c, γ, 𝔠, $\underline{c}$ — Wagen, wobei — unabhängig von der Fahrrichtung — vorn und hinten die Himmelsrichtung angeben, vorn etwa Ostende und hinten Westende des Zuges. Soll nun nach L, G, 𝔏 und $\underline{L}$ je ein Zug gebildet werden, so werden zunächst die hinteren Wagen (c, γ, 𝔠, $\underline{c}$) aus dem Gruppensammler III auf den

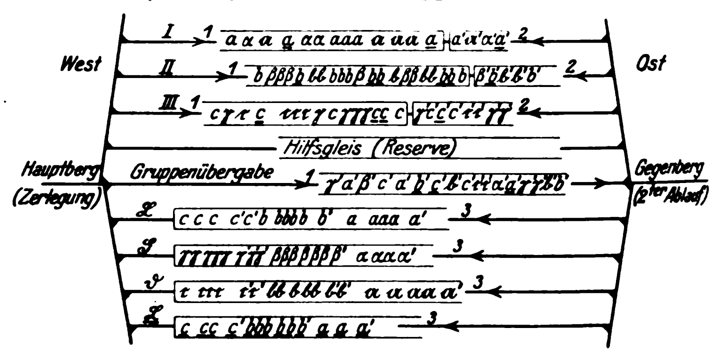



Abb. 7. Vier Nachgüterzüge mit je 6 Gruppen.
1: 1. Ablauf (vom Hauptberge), 2: 2. Ablauf (vom Gegenberge), 3: letzter Ablauf (vom Gegenberge).

Berichtigung: „In der Mittellinie soll als fünfter Buchstabe statt a' 𝔞' stehen".

Gegenberg gezogen und auf die Ausfahrgleise nach L, G, 𝔏 und $\underline{L}$ verteilt, danach die mittleren Wagen aus II und schließlich die vorderen aus I. Die vier Züge mit je drei Gruppen sind in drei Gängen — etwa 45 Minuten — gebildet.

Diese geringe Gruppenzahl wird sehr oft nicht genügen, sie läßt sich beliebig vermehren; entweder durch Vermehrung der Gruppensammler, wenn für die vier Ngz mehr Wagen aufkommen, als drei Gruppensammler fassen können, oder durch Vermehrung der Abläufe. Wenn z. B. vor den a, b, c-Gruppen noch a', b', c'-Gruppen stehen, läßt man schon bei der Zerlegung die a', b', c'-Wagen in die Gruppenübergabe (wie in Abb. 5) abrollen und bei der Verteilung der Übergabewagen vom Gegenberge auf die a, b, c-Wagen kommen. Im Gruppensammler I stehen dann, vom Hauptberge hergekommen, die a, α, 𝔞, $\underline{a}$-Wagen bunt und, vom Gegenberg her, die a', α', 𝔞', $\underline{a}$'-Wagen ebenfalls bunt. Beim Ablauf der in den Gruppensammlern gesammelten Wagen entstehen ohne den geringsten Mehraufwand an Zeit und Kraft bei der Ngz-Bildung in drei Gängen — etwa 45 Minuten — sechs Gruppen in jedem Ngz, zusammen 24 Gruppen, vgl. Abb. 7.

Will man noch mehr Gruppen bilden, so kann man noch b'' und c'' bei der Zerlegung in den Gruppensammler I und c''' in II rollen lassen, es kommen beim Ablauf der Wagen aus I: b'' vor b' in II und c'' vor c' in III: und schließlich beim Ablauf der Wagen aus II: c''' vor c'' in III. Nach Ablauf der Wagen aus III stehen in den Ausfahrgleisen dann vier Züge von der Form: c, c', c'', c''', b, b', b'', a, a' also mit neun Gruppen, von denen die a, b, c-Wagen je zwei Abläufe (Zerlegung und Bildung des Ngz) erlebt haben, alle andern nur einen Ablauf mehr. Bei geschickter Wahl der b'', c'' und c'''-Gruppen wird ihre Wagenzahl sehr gering, nennenswerter

Zeit- oder Kraftaufwand bei der Bildung der Ngz entsteht nicht. In drei Gängen — etwa 45 Minuten — entstehen vier Ngz mit neun Gruppen, zusammen 36 Gruppen.

Alle Möglichkeiten sind damit noch keineswegs erschöpft, man kann z. B. mit den a′, b′, c′-Wagen noch weitere drei Gruppen sammeln, entsprechend den b″, c″, c‴-Wagen mit den a, b, c-Wagen und schließlich kann man einen Ngz in zwei oder drei Teilen ordnen und nach Beendigung des Ordnens in einem Gleise zusammenstellen, wodurch sich die Zahl der Gruppen verdoppelt oder verdreifacht. Man wird niemandem zumuten, diese Rangierweise aus dem Kopf anzuwenden, sondern der Belegschaft Behelfe an die Hand geben, je einen für den Knapp und den Gegenberg, in denen sie die Gleise vermerkt findet, nach denen die Wagen ablaufen sollen. Die Behelfe werden mit Sorgfalt so aufgestellt, daß Wagen der stärkeren Gruppen nicht so oft angefaßt werden wie die der schwächeren.

Die Arbeit selbst wird dann mechanisch ausgeführt. In Da habe ich diese Weise im Jahre 1926 eingeführt, sie hat sich bis heute gut bewährt. Um die Rangierarbeit der Ngz auf den Zwischenstationen zu verringern, werden die Wagen der einzelnen Ladestellen schon in Da zu besonderen Gruppen zusammengestellt, die Aufenthalte der Ngz werden dadurch kürzer, die Zahl der Ladestellen, die ihre Wagen vor 9 Uhr erhalten, wird größer.

Ohne große Ausgaben für bauliche Änderungen läßt sich mit den vorgetragenen Mitteln die Durchlaufszeit D der Zughöfe, die 1925 etwa 10 Stunden betragen hat, auf $Tr = tw + tv + tn = 4 + 2 = 6$ Stunden bringen; dadurch steigt die Arbeitsgeschwindigkeit und Leistung der Zughöfe etwa um ein Drittel und deren Ausgaben, die Leibbrand in der „Verkehrstechnischen Woche" 1927, Seite 477, bei der Deutschen Reichsbahn auf etwa 700000000 ℳ beziffert, gehen dementsprechend zurück.

## Arbeitswirtschaftliche Betrachtungen zur Einrichtung und Bedienung von Stellwerken.

Von Dr. Ing. **Derikartz**, Koblenz.

Hierzu Tafel 4.

Die neuzeitliche Arbeitswissenschaft untersucht die Bedingungen, unter denen eine bestimmte Arbeit in günstigster Form und bei geringster körperlicher und geistiger Anspannung geleistet werden kann. Sie hat aber auch alle Gesichtspunkte zu beachten, die in bezug auf die Sicherheit aufzustellen sind. Hierbei kommt zunächst die Sicherheit des die Arbeit Ausführenden in Frage (Schutzmaßnahmen), ferner aber auch bei Arbeiten, durch die Personen oder Sachen beeinflußt werden, die Sicherheit für diese ebenso wie die etwaiger Unbeteiligter, die durch die Arbeiten in Mitleidenschaft gezogen werden können. Es liegt auf der Hand, daß diese letzten Gesichtspunkte von ganz besonderer Bedeutung sind bei den Arbeiten, die dazu dienen, Ortsveränderungen von Personen oder Sachen vorzunehmen, also bei der Verkehrsabwicklung. Nehmen wir hierbei den Eisenbahnverkehr heraus, so treten neben den Arbeiten, die der eigentlichen Bewegung dienen (Beförderung von Zügen, Durchführung der Umbildung von Güterzügen u. dergl.), auch die hervor, die in den Stellwerken zu leisten sind. Nicht nur in bezug auf ihren Umfang (abgesehen von der Bedienung der Signale handelt es sich um die Herstellung aller Fahrstraßen, die zur Durchführung der vielfach sehr verwickelten Aufgaben der Bahnhöfe erforderlich sind) sondern auch in bezug auf ihre Bedeutung für die Sicherheit der Abwicklung der bezeichneten Verkehrsakte. Es ist bekannt, daß zahlreiche Eisenbahnunfälle auf Irrtümer bei der Handhabung dieser Einrichtungen zurückzuführen sind. Fehlgriffe bei der Umstellung von Weichen, die der Herstellung bestimmter Fahrstraßen dienen oder Irrtümer bei der Bedienung von Signalen haben nicht selten zu schwerwiegenden Folgen geführt. Das gilt besonders bei den Verschiebebewegungen zur Umbildung von Zügen, bei denen zwangläufige Abhängigkeiten zwischen der Fahrstraße und dem Signal, das die Fahrt gestattet, fehlen (hier handelt es sich in der Regel um mündliche Auftragserteilungen oder solche mit Horn- oder Pfeifensignalen). Eine solche Zwangläufigkeit wäre auch praktisch nicht möglich, weil sie zu weitgehende Hemmungen bei der Durchführung dieser Arbeiten nach sich ziehen würde.

Wenn man die in der Einleitung besprochenen Gedankengänge einmal auf die Stellwerke und die in ihnen zu leistenden Arbeiten anwendet, so kann man naturgemäß auch zwei Reihen von Gesichtspunkten unterscheiden. Einmal die Bedingungen, unter denen die mechanische Arbeit, also die Bedienung der Schalteinrichtungen (praktisch der Hebel) arbeitstechnisch betrachtet, in günstigster Form bei geringster körperlicher Arbeit und Sicherheit des Arbeitenden geleistet werden kann; zum anderen die, die aus Gründen der Sicherheit der Personen und Güter, in deren Beförderungsvorgang das in Frage kommende Stellwerk eingreift, zu stellen sind. Hier wird besonderer Wert darauf zu legen sein, daß die geistige Arbeit, die zur Regelung der Aufeinanderfolge der einzelnen Handlungen zu leisten ist, möglichst einfach wird und damit auch Fehler soweit wie möglich erschwert werden.

Es kann angenommen werden, daß das mechanische Stellwerk der Gegenwart, das schon seit längerer Zeit in bezug auf seine Anordnungen sowohl als auch bezüglich des Kraftverbrauches bei seiner Bedienung keine nennenswerte Entwicklung mehr erfahren hat, wohl im ganzen die günstigste Form darstellt, die für die Durchführung der Arbeit (Umlegung von Weichen, Bedienung von Signalen, Riegelrollen, Gleissperren usw.) gefunden werden kann. Kleine Unterschiede bei den verschiedenen Bauarten spielen hierbei keine Rolle. Gefährdungen der Bedienungskräfte, die Sicherheitsvorkehrungen erfordern würden, können wohl als ausgeschlossen gelten. Die körperliche Arbeitsleistung der Bedienungskräfte ist hierbei ziemlich erheblich. Bei umfangreichen mechanischen Stellwerken und starker betrieblicher Beanspruchung kann es vorkommen, daß zwei Mann gleichzeitig zur Durchführung dieser Arbeiten erforderlich werden. Wesentlich günstiger sind in dieser Beziehung die Kraftstellwerke verschiedener Bauarten, bei denen die eigentliche Arbeitsleistung durch Maschinen erfolgt, während die menschliche sich darauf beschränkt, diese Maschinen, seien es elektrische, pneumatische oder andere, zu steuern. Hierbei ergibt sich ein geringstes Maß menschlicher Arbeit. Übrig bleibt bei beiden Formen, also sowohl beim mechanischen als auch beim Kraftstellwerk, die geistige Arbeit, die die Aufeinanderfolge der Handlungen regelt, ferner die Bewegungsarbeit, die durch die räumliche Entfernung der einzelnen Hebel bedingt ist, die dazu noch in bestimmter Reihenfolge bedient werden müssen; hierdurch wird es erforderlich, daß der bedienende Beamte die hieraus sich ergebenden Wege zurücklegt, die bei großen und stark belasteten Stellwerken in ihrer Summe unter Umständen eine ganz erhebliche Leistung darstellen. Sind doch Stellwerksanlagen, in denen die Hebelanordnung sich über Längen von zehn und mehr Metern erstreckt, durchaus keine Seltenheit. Es liegt auf der Hand, daß diese Arbeitsleistung abhängt einmal vom Umfang der Stellanlage, zum andern aber auch von der gegenseitigen Lage der bei den einzelnen Fahrstraßen in Frage kommenden Hebel. Der Voll-

ständigkeit wegen sei erwähnt, daß neuerdings auch für einen ganz bestimmten Fall (Ablaufstellwerk) eine Anlage entwickelt worden ist, bei der die Hebel des elektrischen Schaltwerks nicht mehr in der althergebrachten Form nebeneinander gereiht angeordnet sind, sondern auf einer Tischplatte liegen, und zwar in einem vergrößerten Bahnhofsplane. Sie können im Sitzen durch Umlegen kleiner Hebel bedient werden, wobei dazu noch durch elektrische Kontrollämpchen die Bewegungen der Weichen und Wagen im Schaltwerk selbst verfolgt werden können. Es handelt sich hierbei um eine Anlage mit verhältnismäßig wenig Weichen und für ganz besondere Zwecke.

Bei Beobachtungen darüber, wie sich die Arbeiten in größeren Stellwerken der Regelanordnung abwickeln, ist der Gedanke entstanden, ob nicht die arbeitstechnischen Bedingungen verbessert werden können. Da die Arbeitsleistung zur Bedienung der mechanischen Hebel wohl kaum wesentlich vermindert werden kann, bei den Kraftstellwerken sogar schon zufriedenstellend ist, bleibt hierbei hauptsächlich übrig, zu versuchen, die Wege bei der Bedienung der Anlagen einzuschränken. Hierbei wird auch der zweite Gesichtspunkt, nämlich der der Sicherung der Beförderungsakte gegen Gefährdungen durch Fehlgriffe, mit berücksichtigt werden müssen. Es kommt also darauf hinaus, zu fragen, ob vielleicht die Reihenfolge der Hebel verbesserungsbedürftig ist und ob die Möglichkeit einer solchen Verbesserung besteht. Diese Frage stellen, heißt sie auch dahin erweitern, ob überhaupt bei der bisher üblichen Anordnung arbeitswirtschaftliche und arbeitswissenschaftliche Gesichtspunkte berücksichtigt worden sind. Das ist allem Anschein nach nicht der Fall und es verlohnt sich vielleicht der Mühe, einmal diesen Fragen nachzugehen, wobei allerdings gleich die Einschränkung gemacht werden soll, daß solche Untersuchungen nur für größere Anlagen praktische Bedeutung haben werden. Hier dürfte diese Bedeutung allerdings aber auch ziemlich erheblich sein.

Die noch in Kraft befindlichen Anweisungen für das Entwerfen von Eisenbahnstationen der Preuß.-Hessischen Staatsbahnen, Ausgabe 1905 *) — die nachfolgenden Untersuchungen sollen sich auf deutsche Verhältnisse beschränken — sagen in ihrem Teil I (Entwerfen von Eisenbahnstationen) unter D § 16³, daß im Bahnhofsplan die Weichen in der Regel von einem Ende der Station zum anderen von links nach rechts fortlaufend mit Nummern zu versehen sind. Für künftige Erweiterungen vorgesehene Weichen sind gleich mit zu benummern und für etwaige fernere, in Zukunft hinzutretende hier und da Lücken in der Nummerfolge zu lassen. Bei größeren Anlagen empfehle es sich, die Benummerung nach Bahnhofsteilen zu unterteilen und zwischen den End- und Anfangsnummern der einzelnen Bahnhofsteile ebenfalls Lücken für später hinzutretende Weichen offen zu lassen. Diese Weisungen bilden anscheinend auch die einzige Grundlage für die Anordnung der Weichenhebel in den Stellwerken. Es sind zwar noch eine Reihe von Vorschriften gegeben, die sich mit der Gestaltung des Gleisplans im einzelnen befassen, wie z. B. übersichtliche Anordnung der Weichengruppen, damit tunlichst wenige Stellwerke erforderlich sind und andere. Auch eine Bestimmung findet sich (§ 20 D), die betrieblicher und in gewisser Hinsicht auch arbeitswissenschaftlicher Art ist, nämlich die, daß die Gleise so anzuordnen sind, daß möglichst wenig Zugfahrten sich gegenseitig ausschließen und Zugverkehr und Rangierbewegungen sich möglichst wenig hindern. Auch das sind zweifellos Gesichtspunkte, die eine große Rolle spielen, wenn sie auch die hier zu erörternden Fragen nur streifen. Tatsache ist, daß in den Stellwerken, auch in den größeren, die Anordnung der Weichen nach den oben erwähnten Gesichtspunkten für die Aufstellung des Bahnhofsplans erfolgt. Und, daß (abgesehen von Anlagen, die im Laufe der Zeit erweitert worden sind und bei denen man nicht den Aufwand für die Umgestaltung in Kauf nehmen wollte) die Weichen für jeden Stellwerksbezirk in ihrer Reihenfolge den Nummern der Weichen im Bahnhofsplan folgen. Auch Freiplätze für später hinzutretende Weichen werden offengehalten. Daß diese Nummerung, betrieblich betrachtet, in sehr vielen Fällen vollständig willkürlich ist, liegt auf der Hand, weil sie weder irgendwie mit der Häufigkeit der Benutzung der einzelnen Weichen zusammenhängt, noch grundsätzlich irgendwelche Rücksicht nimmt auf die Art und Häufigkeit der Fahrstraßen, die die Belange des Betriebs erfordern. Sie führt ferner dazu, was arbeitstechnisch und arbeitswirtschaftlich von Belang ist, daß Weichengruppen, die häufig benutzte Fahrstraßen bilden, unter Umständen weit auseinander liegen. Das kommt öfter vor bei Fahrstraßen, die von einer Seite des Bahnhofs auf die andere führen, aber auch in anderen Fällen. Die Bedienung solcher Anlagen erfordert entsprechende Wege. Ferner liegen Weichen, die zu bestimmten Fahrstraßen gehören, unter Umständen mitten unter solchen ganz anderer Fahrstraßengruppen, die noch dazu vielfach gleichzeitig benutzt werden müssen. Daß hierdurch Verwechslungen, die unter Umständen eine unheilvolle Rolle spielen können, erleichtert werden, wird jedem der in solchen Dienstzweigen tätig ist, bekannt sein. Hieraus geht schon hervor, wie eng sich bei diesen Fragen die Gesichtspunkte der günstigsten Arbeitsdurchführung und der Sicherheit berühren.

*) Die unterdessen erschienene Neuausgabe enthält, was die hier in Betracht kommenden Fragen betrifft, keine Änderung.

Um einen Überblick zu bekommen, wie sich die Dinge sowohl in bezug auf die erforderlichen Wege, als auch die Häufigkeit der Benutzung der einzelnen Weichen und Weichengruppen in Wirklichkeit abspielen, wurden bei Zeitstudien in mehreren Stellwerken die einzelnen Bedienungsakte aufgetragen und die hierzu erforderlichen Wege ermittelt. In den Abb. 1 bis 3, Taf. 4 sind einzelne, besonders bezeichnende Blätter aus diesen Aufzeichnungen dargestellt, aus denen das wesentliche zu ersehen sein dürfte. Sie zeigen einmal, daß es fast immer dieselben Weichen sind, die im Regelbetrieb benutzt werden, während andere ziemlich umfangreiche Gruppen gar nicht oder nur wenig in Anspruch genommen werden. Sie geben ferner ein Bild von den Wegen, die bei der Einstellung der Fahrstraßen zurückzulegen sind und zeigen jedenfalls, daß durch andere Anordnung der Weichen diese Wege wesentlich eingeschränkt werden könnten, wenn auch dabei für andere seltener vorkommenden Fahrstraßen vielleicht die Verhältnisse ungünstiger werden. In arbeitswirtschaftlicher Hinsicht kommt es eben darauf an, für die Gesamtarbeit die günstigste Form zu finden. Wie bereits erwähnt, sind die in den Abbildungen dargestellten Verhältnisse einer größeren Zahl von Aufzeichnungen entnommen, die ähnliche Ergebnisse zeigten. Da die Aufgaben der einzelnen Bahnhöfe und ihrer Teile im wesentlichen jeden Tag dieselben sind, kann diesen Ermittlungen ohne weiteres weitgehende Allgemeingültigkeit zugesprochen werden. Abb. 1 und 2 sind Teilaufnahmen aus einem Stellwerk, das sowohl Zugfahrten als auch Abläufe von einem Ablaufberg regelt; die Abb. 3 ist in einem Stellwerk aufgenommen, das Zug- und Rangierfahrten in einem Personenbahnhof durchzuführen hat. Beide sind Stellwerke mittleren Umfanges; bei größeren Anlagen werden die Verhältnisse wohl noch ungünstiger liegen. Punktiert eingetragen sind auch die Bewegungen, die durchgeführt werden müssen, um der Vorschrift zu genügen, daß die Weichen in die Grundstellung zurückzulegen sind (§ 21³ der Fahrdienstvorschriften). Auf Abb. 3 sind Fahrten, die gleichzeitig stattfinden können, durch Schraffur der Spalte 2 gekennzeichnet worden. Sie zeigen, daß Weichen, die bei ganz verschiedenen Fahrten benutzt

werden, unter Umständen dicht nebeneinander liegen. Auch das wird vielleicht nicht ganz zu umgehen sein, immerhin scheint es aber doch der Prüfung wert, den durch diese Beobachtungen angeschnittenen Fragen einmal nachzugehen. Welche Gesichtspunkte würden hiernach bei Aufstellung der Entwürfe für die Stellwerksanlagen zu beachten sein? Es dürfte vielleicht zweckmäßig sein, sich vorher darüber klar zu werden, ob zwingende Gründe zu der jetzigen Anordnung geführt haben und welche. Der einzige Zusammenhang zwischen der Durchnumerierung im Bahnhofsplan (die an und für sich zweckmäßig erscheint) und der Innehaltung derselben Reihenfolge auf der Stellwerksbank scheint mir der zu sein, daß die Führung der Leitungen auf diesem Weg am einfachsten wird. Ein Gesichtspunkt, der bei mechanischen Stellwerken sicher eine wichtige Rolle spielt, während er bei Kraftstellwerken wohl ohne besonderen Belang sein dürfte, weil das Überschneiden und Kreuzen von Leitungen hier keine Schwierigkeiten macht. Aber auch bei mechanischen Stellwerken — soweit solche für größere Anlagen überhaupt noch gebaut werden — dürfte doch zu erwägen sein, ob der einmalige größere Aufwand sich nicht im Hinblick auf die bessere Arbeitsabwicklung im Stellwerk lohnt. Erwähnt werden muß auch, daß die Übersichtlichkeit für Dritte, nicht unmittelbar im Stellwerk Beschäftigte, an sich einfacher ist, wenn die Reihenfolge der Weichen im Plan und auf der Stellwerksbank übereinstimmt. Das gilt insbesondere für die Überwachung und Prüfung. Aber auch das ist wohl ein Gesichtspunkt, der nicht ausschlaggebend sein darf. Alles in allem scheint es also, als wenn irgendwie zwingende Gründe, die jetzige Anordnung beizubehalten, nicht vorhanden seien. Wenn die erwähnten arbeitswirtschaftlichen und betrieblichen Gesichtspunkte mitbestimmend bei der Einrichtung der Anlagen werden sollen, müßte sich die Entwurfsbearbeitung in großen Zügen etwa wie folgt abspielen. Nach Aufstellung des Bahnhofsentwurfs, bei dem heute schon betriebliche Gesichtspunkte die ausschlaggebende Rolle spielen und nach Festlegung des Betriebsplans für die Anlage nach den schon bekannten Grundsätzen werden Art und Zahl der durchzuführenden Fahrten bestimmt werden können. Hiermit sind auch die Weichengruppierungen, die bei diesen Fahrten erforderlich sind, gegeben. Nach der Häufigkeit der Gruppenbildungen wären nunmehr im Stellwerk die Hebel anzuordnen, wobei soweit wie irgend möglich Rücksicht darauf genommen werden müßte, daß Fahrten, die gleichzeitig stattfinden können, im Stellwerk in gesonderten Weichenhebelgruppen zu liegen kommen. Die Anordnung würde sich im einzelnen ergeben aus einem Betriebsplane des Stellwerks, in den (zweckmäßig zeichnerisch nach der Zeitfolge geordnet) die innerhalb 24 Stunden vorkommenden Fahrten einzutragen sind. Ein solcher Plan würde ähnlich aussehen, wie die in den Abbildungen dargestellten. Man kann zunächst die Reihenfolge der Weichen so annehmen, wie es bisher üblich war und dann nach der Häufigkeit der vorkommenden Fahrten und unter Berücksichtigung der oben aufgestellten Gesichtspunkte für gleichzeitig stattfindende Fahrten die zweckmäßigste Reihenfolge und Gruppierung der Weichenhebel festlegen. Wie weit für Stellwerke, die an den Fahrstraßen für durchlaufende Züge beteiligt sind, auch die zugehörigen Riegelhebel der entsprechenden Weichenhebelgruppe zuzuteilen sein werden, müßte besonders geprüft werden. Jedenfalls scheint es, als wenn durch Einschaltung derartige arbeitswirtschaftlicher Erwägungen in die Planung größerer Stellwerksanlagen Verbesserungen erzielt werden könnten, die sich auswirken werden einmal dahin, daß die körperliche Arbeit der Bedienungskräfte auf ein Mindestmaß heruntergesetzt, aber auch die geistige m. E. wesentlich vereinfacht wird. Gleichzeitig wird die Sicherheit der Durchführung der Verkehrsakte erhöht, weil Fehlgriffe nicht so leicht möglich sind. Selbst wenn sie vorkommen, werden sie nicht immer Schaden verursachen, nämlich in den Fällen, die eine und dieselbe Fahrstraße betreffen, die eingestellt sein muß, ehe die Fahrt beginnt. Hier ist natürlich nur an eigentliche Fehlgriffe, nicht an falsche Einstellungen gedacht. Wie weitgehend die örtliche Abtrennung der einzelnen Fahrstraßen im Stellwerk vorgenommen werden kann, hängt natürlich ganz von den Verhältnissen ab. Der Zweck der aus der Beobachtung des praktischen Betriebes entstandenen Anregung ist erfüllt, wenn sie zum weiteren Nachdenken über diese Fragen und zu arbeitswirtschaftlichen Studien bei der Aufstellung neuer Stellwerkspläne anregt. Daß es nicht in Frage kommen wird, vorhandene Anlagen nach diesen Gesichtspunkten umzugestalten, braucht wohl nicht besonders erwähnt zu werden. Solche Pläne dürften schon an dem großen Aufwand, den solche Umänderungen erforderlich machen würden, scheitern.

# Eine neue Triebwagenbauart mit kompressorlosem Dieselmotor und ihre Versuchsergebnisse.

Von Reichsbahnbaumeister Dipl.-Ing. **Nolde**, Berlin.

Hierzu Tafel 5.

Schon seit längerer Zeit ist die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft bestrebt, an Stelle des Benzols oder Benzins das billigere und weniger feuergefährliche Gasöl als Treibmittel für Verbrennungstriebwagen zu verwenden. Es sei hier auf die Beschreibung des „Eva-Maybach“-Triebwagens in Heft 2 des „Organs“, Jahrgang 1926 verwiesen. In dem raschlaufenden Maybachmotor wird bekanntlich stark verdichtete Preßluft zum Einblasen des Brennstoffs sowie zum Anlassen des Motors verwendet. Dieses Verfahren hat zweifellos wegen mancher betrieblichen Vorteile seine Berechtigung. Indessen kann der Motor mit seinem angebauten Hochdruckkompressor nicht gerade als einfach bezeichnet werden. Daher wurde auch die Entwicklung des „kompressorlosen“ Dieselmotors mit großem Interesse verfolgt. Nachdem die M.A.N. derartige Motoren schon mit Erfolg für schwere Kraftfahrzeuge verwendet hatte, entwickelte sie einen für Eisenbahntriebwagen geeignet erscheinenden Sechszylinder-Typ, der nun unter anderen auch in die neuen zweiachsigen Triebwagen der Waggonfabrik Wegmann, Kassel, eingebaut wurde (Textabb. 1). Da diese Wagen außer dem neuen Motortyp auch sonst manche bemerkenswerte Neuerungen enthalten, so soll im folgenden näher darüber berichtet werden:

## Bauart des Wagens.

Der Wagen weicht insbesondere durch die Motoraufhängung von den von anderen Werken gelieferten zweiachsigen Triebwagen ab. Während bei den letzteren die Maschinenausrüstung entweder ganz oder teilweise (an einer Seite) am Wagenkasten aufgehängt ist, sind bei dem von Wegmann gelieferten Wagen Motor und Getriebe in einem Rahmen untergebracht, der in drei Punkten auf besonderen Lagern auf den Wagenachsen ruht. Diese Ausführung wurde gewählt, nachdem sich gezeigt hatte, daß sich bei Aufhängung der Maschinenanlage unmittelbar am Wagen die verhältnismäßig starken Erschütterungen und Geräusche in erheblichem Maße auf das Wageninnere übertragen. Durch die jetzt gewählte Aufhängung sind diese Mängel vollständig beseitigt.

Der Wagen ist in III. und IV. Klasse unterteilt und zwar enthält das Abteil III. Klasse 16, und das Abteil IV. Klasse 30 Sitzplätze; außerdem sind etwa 14 Stehplätze vorhanden

(Abb. 1, Tafel 5). Die beiden Führerstände an den Wagenenden sind ziemlich geräumig gehalten, weil der in der Fahrtrichtung jeweilig hintere Raum als Gepäckraum dienen soll (Textabb. 2). Dieser darf den Fahrgästen nicht zugänglich sein und muß daher abgesperrt werden können. Es ergab sich hieraus die Notwendigkeit, den Einstieg für die Fahrgäste in die Mitte des Wagens zu legen.

Die gesamte nutzbare Grundfläche des Wagens beträgt 24,5 $m^2$. Der Achsstand ist 7 m, die Gesamtlänge über die Puffer gemessen 12,7 m. Das Gewicht des betriebsfähig ausgerüsteten Wagens ohne Besetzung ist 21,5 t, d. h. auf den $m^2$

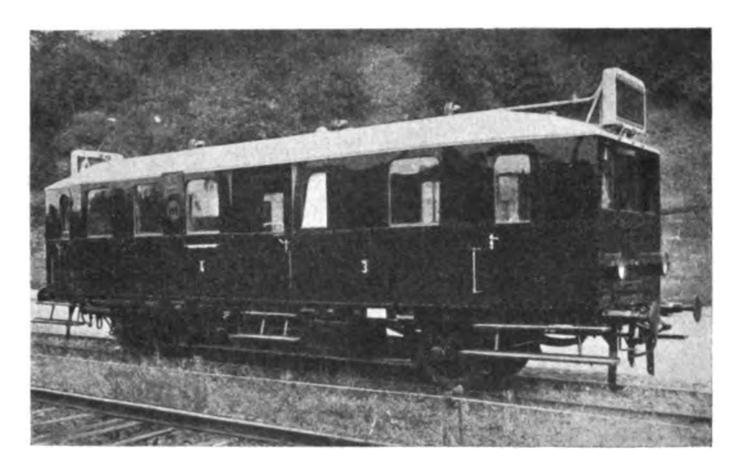


Abb. 1. Ansicht des Triebwagens.

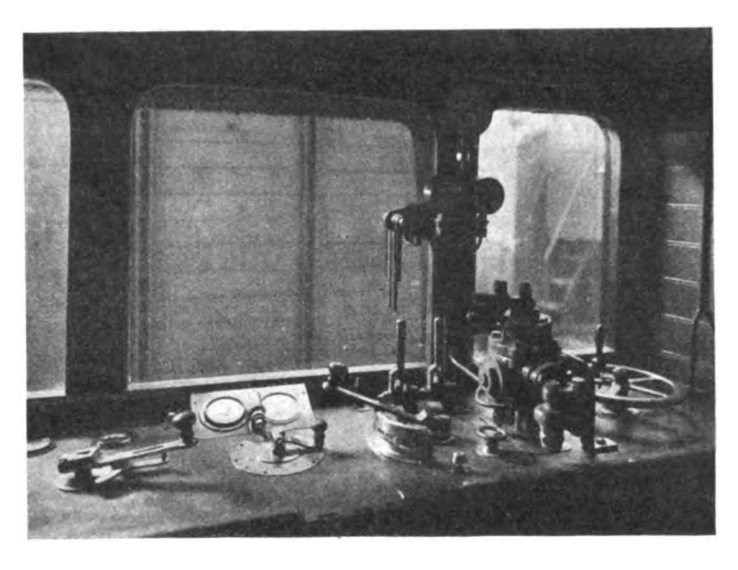


Abb. 2. Führerstand des Triebwagens.

Nutzfläche bezogen 875 kg/$m^2$. Dies ist allerdings für einen zweiachsigen Triebwagen dieser Größe verhältnismäßig hoch, erklärt sich aber durch den nachträglichen Einbau der besonderen Aufhängung für die Maschinenanlage. Der Wagenkasten kann in Zukunft erheblich leichter gebaut werden, weil er die Maschinenanlage nicht mehr zu tragen hat.

Der Wagen läuft auf Rollenlagern. Seine Bremsausrüstung besteht aus einer Knorr-Einkammerdruckluftbremse und einer Hand-(Spindel-)bremse. Zur Heizung dient das durch den Motorbetrieb erwärmte Kühlwasser. Diese Wärmequelle scheint jedoch bei starker Kälte nicht auszureichen, weshalb man vielleicht auch die Abwärme der Auspuffgase für die Wagenheizung heranziehen muß. Ferner wird man den Wagen während der Betriebspausen in einen erwärmten Schuppen stellen.

Zur Speisung der elektrischen Beleuchtung dient eine vom Hauptmotor angetriebene Boschdynamo von 0,225 kW bei 12 Volt mit 2 Batterien von je 100 Ah.

Zum Geben hörbarer Signale sind „Typhone“ (Bauart Krupp) und Läutewerke vorgesehen.

### Die Maschinenanlage.

Als Kraftquelle dient ein kompressorloser Sechszylinder-Dieselmotor der M. A. N. von 75 PS Dauerleistung bei 1100 Umdrehungen (Abb. 3, Tafel 5). Seine Höchstleistung beträgt 90 PS bei 1250 Umdrehungen. Zum Anlassen dient ein Bosch-Anlasser, der seinen Strom aus den obengenannten Batterien erhält. Der Motor kann außerdem mit einer Handkurbel angeworfen werden. Um dies zu erleichtern, ist eine Einrichtung zur Verminderung des Kompressionsdruckes vorgesehen. Der Brennstoff (Gasöl) wird unter hohem Druck durch sehr feine Düsen in den Verbrennungsraum eingespritzt und zerstäubt. Sorgfältige Filterung des Brennstoffs vor dem Einfüllen ist erforderlich. Die Brennstoffpumpe (besser Pumpensatz, da jedem Zylinder eine Pumpe zugeordnet ist) besitzt Einrichtungen zur Regelung der Brennstoffmenge durch Änderung der Öffnungsdauer des Saugventils, sowie zur Änderung des Zeitpunktes der Einspritzung (Früh- und Spätzündung). Außer diesen beiden vom Führer zu betätigenden Regelungseinrichtungen, ist noch ein Fliehkraftregler vorhanden, der das Überschreiten der Höchstdrehzahl durch Drosselung der Brennstoffzufuhr verhindert.

Das Regeln der an sich schon sehr kleinen Brennstoffmengen ist besonders bei schwacher Belastung keine leichte Aufgabe. Um günstigere Verhältnisse für eine dauernd gute Verbrennung zu schaffen, ist daher noch eine Stellvorrichtung vorgesehen, durch die einzelne Zylinder ganz ausgeschaltet werden können. Die arbeitenden Zylinder erhalten dann größere Brennstoffmengen und arbeiten bei guter Verbrennung unter besserem Wirkungsgrad, als wenn alle Zylinder nur geringe Brennstoffmengen erhalten würden.

Der Motor wird durch umlaufendes Wasser gekühlt. Eine Kreiselpumpe, welche durch Zahnräder von der Nockenwelle der Brennstoffpumpe angetrieben wird, drückt im Sommer das Kühlwasser durch zwei auf dem Wagendach sitzende Windhoff-Kühler; im Winter durchläuft das Kühlwasser je nach der Außentemperatur ganz oder teilweise die Heizrohre des Wagens. Da eine ordnungsmäßige Kühlung für den Motor von größter Bedeutung ist, sind zur Beobachtung der Kühlwasser-Temperatur beide Führerstände mit Fernthermometern ausgerüstet.

Der Motor besitzt Umlaufschmierung; die Ölpumpe wird von einer Zwischenwelle angetrieben. Zur Überwachung des Öldrucks befindet sich auf jedem Führerstande ein Manometer, das an die Ölpumpe angeschlossen ist.

Außerdem treibt der Motor über Zahnräder auch den einstufigen parallel zur Motorachse liegenden Knorr-Kompressor und die bereits oben erwähnte Boschlichtmaschine an. Eine nähere Beschreibung des Motors befindet sich in der Zeitschrift des V. d. I. 1926, Band 70, Nr. 44.

Das Motordrehmoment wird über die Hauptlamellenkupplung auf das unmittelbar anschließende Geschwindigkeitswechselgetriebe übertragen. Letzteres ist ein Sodengetriebe von der Zahnradfabrik Friedrichshafen und zwar von gleicher Bauart wie das in dem Görlitzer Triebwagen, der im Heft 12 des „Organs“ von 1927 bereits beschrieben ist. Es sei nur daran erinnert, daß das Ausrücken der Hauptkupplung und der mit ihr durch den Ausrücker in Verbindung stehenden Schaltgabeln durch Einlassen von Druckluft bewirkt wird, während das Einrücken durch Federkraft erfolgt, sobald die Druckluft aus dem Schaltzylinder austreten kann. An diesem durch die Bauart des Sodengetriebes bedingten Vorgang ist auch bei dem neuen Triebwagen von Wegmann nichts

geändert. Im übrigen aber wurde beim Entwurf der Steuerung der Grundsatz verfolgt, jede entbehrliche Zwischenschaltung von Druckluft oder Elektrizität zu vermeiden und möglichst nur mit rein mechanischen Mitteln auszukommen. Letztere bieten den unbestreitbaren Vorteil, daß Störungen selbst durch weniger geschultes Personal leicht aufgefunden und beseitigt werden können. Dies ist bei Druckluftsteuerungen schon weit schwieriger, und bei einer elektrischen Schaltung bedarf es zur Auffindung eines Fehlers manchmal tagelangen Suchens.

In dem vorliegenden Wagen der Waggonfabrik Wegmann wird die rein mechanische Steuerung also für die folgenden Zwecke verwendet:

a) Regelung der Brennstoff-Förderung (Drehzahl des Motors),
b) Ein- und Ausschaltung einzelner Zylinder,
c) Verstellung der Riegelwalze des Sodengetriebes (und damit Einstellung der einzelnen Gänge).

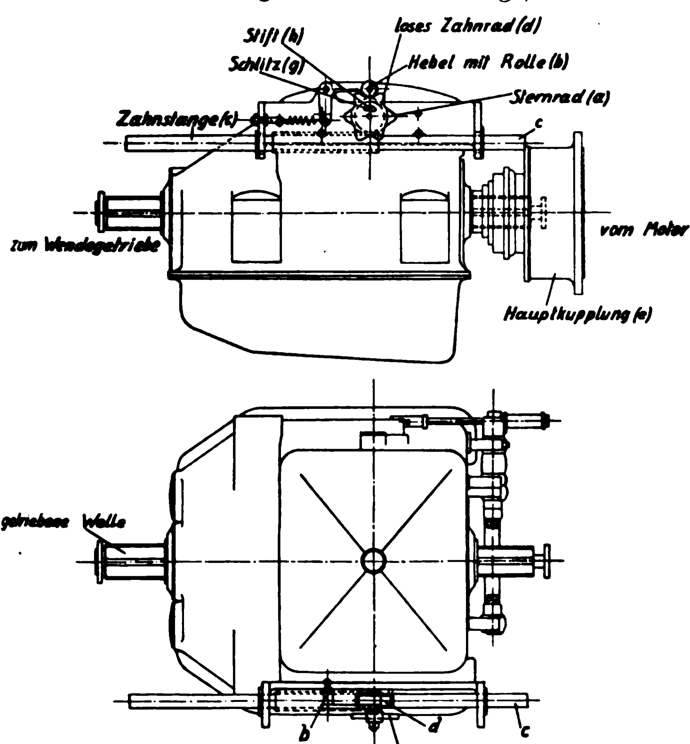



Abb. 3. Steuerung des Wechselgetriebes (Soden).

Unterhalb des Fußbodens liegen in der Wagenlängsachse die drehbar gelagerten Steuerwellen, die vom Führer mit der an beiden Führerständen angebrachten Kurbel um bestimmte Winkel gedreht werden. Diese Steuerbewegung wird dann durch schräg abzweigende Wellen, welche durch Kreuzgelenke mit den ersteren verbunden sind, auf die zu steuernden Organe übertragen. Die schrägen Wellen sind dabei teleskopartig ausziehbar, um die nicht unerheblichen Relativbewegungen des Wagenkastens gegenüber dem Maschinenrahmen im Steuergestänge auszugleichen. Durch die Steuergestänge werden also nur drehende Bewegungen übertragen.

Eine besondere Schwierigkeit bestand bei der mechanischen Betätigung der Riegelwalze des Sodengetriebes. Durch die Eigenart der Bauart dieses Getriebes ist ein sehr genaues Einstellen der Riegelwalze bedingt, da schon bei einer Drehung, die auch nur um einen kleinen Winkel zu groß ist, die Riegelzapfen nicht in die zu dem gewählten Gang gehörigen Riegellöcher eingreifen und dann die entsprechende Klauenkupplung nicht einrücken kann.

Die richtige Einstellung der Riegelwalze wird hier auf sichere und einfache Weise erreicht und soll kurz beschrieben werden.

Vom Führerstand aus wird mit der Gangschaltkurbel eine senkrechte Welle gedreht, die unter Zwischenschaltung von Gelenkwellen eine am Wechselgetriebe angebrachte Zahnstange c verschiebt (Textabb. 3). Diese Zahnstange c greift in ein lose auf der verlängerten Riegelwalze sitzendes Zahnrad d ein. Ein seitlich an diesem Zahnrad angebrachter Stift h greift weiter in den Schlitz g eines auf der Walze festsitzenden sechszahnigen Sternrades a, das durch einen unter Federkraft stehenden Hebel mit Rolle b in seiner jeweiligen Stellung (Schaltstufen 0—5) festgehalten wird, und sichert damit die richtige Stellung der Riegelwalze. Verschiebt nun der Führer zum Einstellen eines Ganges die Zahnstange c, so wird das sechszahnige Sternrad a durch den Stift g des Zahnrades d gedreht und zwar erfolgt unter der Federwirkung des Hebels b die Bewegung des Rades sprunghaft, sobald die Rolle des vorgenannten Hebels an der Zahnflanke abgleiten kann. Das Sternrad bewegt sich also bei Überschreitung einer gewissen Lage des Gestänges um einen ganzen Zahn weiter, dessen Stellung jedesmal einem der sechs Riegellöcher auf der Walze entspricht.

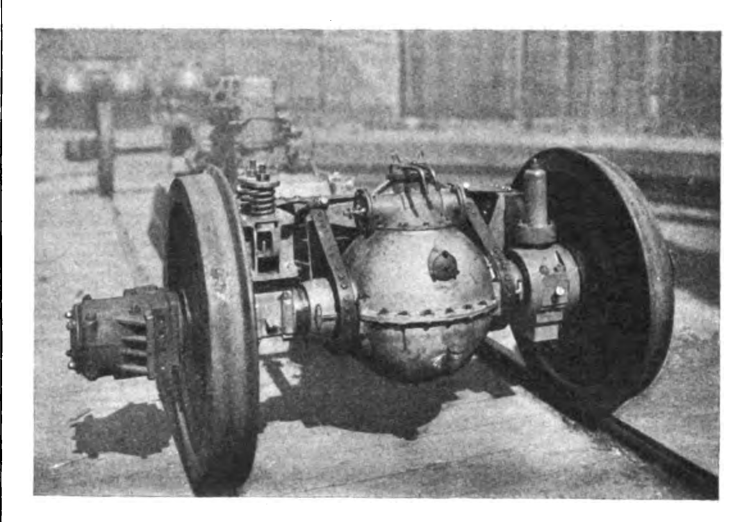


Abb. 4. Anordnung des Wendegetriebes und Lagerung des Maschinenrahmens.

Kleine Bewegungen des Gestänges, welche wegen der Relativbewegung des Maschinenrahmens gegen den Wagenkasten unvermeidlich sind, haben auf die Stellung der Riegelwalze keinen Einfluß, da sie durch die Bewegung des Stiftes h im Schlitz g des Sternrades a ausgeglichen werden.

Von dem Geschwindigkeitswechselgetriebe führt eine Kardanwelle zu dem auf der Treibachse gelagerten Wendegetriebe (Textabb. 4). Der Fahrtrichtungswechsel wird in gleicher Weise wie bei dem oben genannten Görlitzer Wagen durch wahlweisen Eingriff eines verschiebbaren kleinen Kegelrades in zwei auf der Treibachse aufgekeilte große Kegelräder erzielt. Liegt das kleine im Gehäuse gelagerte Kegelrad in Mittelstellung d. h. außer Eingriff mit den großen Rädern, so ist der Wagen von seiner Maschinenanlage gänzlich abgekuppelt und kann in diesem Zustand in Zügen befördert werden, ohne daß das Getriebe und der Motor mitläuft. Zum Verstellen des kleinen Kegelrades muß das ganze Gehäuse des Wendegetriebes verschoben werden. Es sind bei der vorliegenden Bauart zum Umschalten ziemlich erhebliche Kräfte notwendig und es wurde daher hier Druckluft zu Hilfe genommen. Überhaupt hat sich gezeigt, daß diese Art des Fahrtrichtungswechsels nur bei Einhaltung verschiedener Vorsichtsmaßregeln brauchbar ist. Da vor dem Einrücken die Kegelräder nicht immer so stehen, daß Zahn auf Lücke trifft, so ist eine spitze Zahnform nötig, um das Einrücken zu erleichtern. Hieraus folgt, daß stets eine Komponente des Zahndrucks das kleine Kegelrad

aus dem Eingriff heraus zu drücken sucht. Letzteres muß daher in seinen Endlagen durch eine zuverlässige Verriegelung festgehalten werden. Auch die Mittelstellung muß festgelegt werden können, damit das Ritzel nicht etwa durch die Stöße des Wagens in Eingriff kommt. Zur Verstellung des Wendegetriebes dient ein doppeltwirkender Druckluftzylinder, dessen Kolben das Getriebegehäuse samt dem kleinen Kegelrad verschiebt. Zur Verriegelung des Wendegetriebes in den beiden Betriebsstellungen (vorwärts und rückwärts) sind kleine Hilfs-

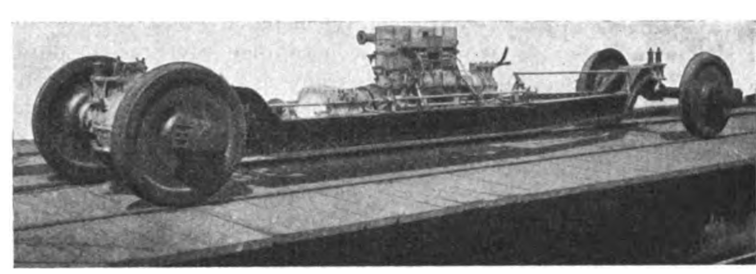


Abb. 5. Maschinenrahmen mit Ansicht d. gesamten Maschinenanlage.

kolben e quer zur Bewegungsrichtung des Hauptkolbens b angeordnet (Abb. 4, Tafel 5). Bei der Umsteuerung wird zuerst ein Verriegelungsstück d durch den Hilfskolben entriegelt. Hierdurch wird der Hauptkolben freigegeben und gleichzeitig der Weg für die Druckluft geöffnet, welche nunmehr den Hauptkolben umsteuert. Wenn die andere Endlage erreicht ist, greift das Verriegelungsstück wieder ein.

Zur Festlegung des Wendegetriebes in Mittelstellung dienen zwei besondere Anschlagschrauben, die nur bei stillstehendem Wagen von Hand verstellt werden können.

Wie schon oben erwähnt, ruht die Maschinenanlage auf einem besonderen aus **[** - Eisen zusammengenieteten Rahmen (Textabb. 5). Dieser stützt sich unter Zwischenschaltung von Schraubenfedern auf drei Gleitlager, von denen zwei auf der Treibachse rechts und links von dem Gehäuse des Achsantriebes sitzen, während das dritte die Mitte der Laufachse umfaßt. Um bei dem großen Achsstand von 7 m eine genügende Bogenläufigkeit des Wagens zu erzielen, sind beide Achsen als Lenkachsen ausgebildet, also gegeneinander nach allen Richtungen hin etwas beweglich. Diese Anordnung erschwerte natürlich die Auflagerung des Maschinenrahmens, der diese Bewegungen nicht stören durfte. Der Rahmen besitzt daher nur an einem Lager A einen Festpunkt, um den er sich drehen kann (Abb. 2, Tafel 5). Dabei bewegt sich der zweite Schenkel des Rahmens bei B und C rollend über seine Lager. Ein vorstehender zahnförmiger Zapfen sichert ihn gegen völliges Abrutschen in beiden Fahrtrichtungen. Diese Art der Maschinenaufhängung verleiht dem Wagen einen völlig erschütterungsfreien Lauf.

Die Versuchsergebnisse.

Die Versuchsfahrten wurden im August 1927 mit dem Meßwagen des Lokomotivversuchsamtes Grunewald in der Ebene und auf Steigungsstrecken durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abb. 1 bis 3, Taf. 5 zusammengestellt.

Abb. 6, Taf. 5 enthält die größten Zugkräfte des Wagens in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Steigungen.

Abb. 7, Taf. 5 gibt den Brennstoffverbrauch des Wagens im fünften Gang, bezogen auf $m^2$ Nutzfläche und t/km, bei 50 und 60 km/Std. wieder.

Abb. 5, Taf. 5 stellt den aus Auslaufversuchen ermittelten Laufwiderstand des Wagens dar, der (wahrscheinlich infolge der Lagerung des Maschinenrahmens auf den Achsen) verhältnismäßig hoch erscheint. Es mag auch sein, daß durch den dauernd herrschenden Wind die Ergebnisse etwas ungenau geworden sind.

## Internationaler Eisenbahnverband.

### V. Ausschuß.

### Bericht des Unterausschusses für die durchgehende Güterzugbremse.

Der V. Ausschuß (Technische Ausschuß) des Internationalen Eisenbahnverbandes hatte im April 1924 einen Unterausschuß zur eingehenden Prüfung der Frage der Güterzugbremse eingesetzt. Von den Bedingungen ausgehend, die die internationale Konferenz für Technische Einheit im Jahre 1909 in Bern aufgestellt hatte (Berner Programm), stellte der Unterausschuß neue Bedingungen auf, denen eine Güterzugbremse zu genügen hat, weiterhin auch die Versuche, die zur Beurteilung einer derartigen Bremse erforderlich sind und entwarf ein Programm für Versuchsfahrten mit den Bremsen der Bauarten Kunze-Knorr und Westinghouse für Flachland- und Bergstrecken. Diese Versuche fanden in Italien vom 27. Februar bis 26. März 1926 und in der Schweiz vom 6. April bis 3. Mai 1926 statt. Über das Ergebnis dieser überaus gründlichen und zeitraubenden Versuche gibt ein Bericht des Unterausschusses Aufschluß, der im September 1926 vom Internationalen Eisenbahnverband, Paris herausgegeben wurde. Der Bericht umfaßt 3 Bände. Neben den Bedingungen, denen eine international zuzulassende, durchgehende Güterzugbremse zu genügen hat, enthalten sie ausführliche Beschreibungen und Zeichnungen über die Bauart und die Wirkungsweise der beiden vorgeführten Bremsbauarten, Kunze-Knorr-Bremse für Güterzüge und Westinghouse-Güterzugbremse, ferner die Ergebnisse von Stand- und Fahrversuchen in der Ebene und im Gefälle in zahlreichen Tafeln und Diagrammen.

Als Schlußfolgerung dieser Versuche stellte der Unterausschuß fest:

„Aus dem Studium der dem Unterausschuß vorgeführten Kunze-Knorr-Bremse und Westinghouse-Bremse sowie aus den mit ihnen ausgeführten Versuchen kann man schließen, daß beide Bremsbauarten die gestellten Bedingungen erfüllen und zwar sowohl in Zügen, in denen nur eine der beiden Bremsen, als auch in Zügen, in denen beide Bremsen gemischt vorhanden sind. Sie sind demnach geeignet, für Güterwagen im internationalen Verkehr zugelassen zu werden."

Diesem Beschluß trat der V. Ausschuß des I. E. V. in seiner Sitzung in Paris am 20./21. Dezember 1926 bei, und auch das Geschäftsführende Komitee hat in der Sitzung in Paris am 2./3. Mai 1927 sowohl den neu aufgestellten Bedingungen als auch der vorerwähnten Schlußfolgerung zugestimmt. Weiterhin wird das Geschäftsführende Komitee die „Technische Einheit" durch Vermittlung der Schweizerischen Regierung ersuchen, zu beschließen:

1. daß die 33 neuen Bedingungen ohne weiteres das Berner Programm ersetzen,
2. daß die Kunze-Knorr-Bremse und die Westinghouse-Bremse im internationalen Verkehr zugelassen sind.

Die Bedingungen, denen eine international zuzulassende, durchgehende Güterzugbremse zu genügen hat, lauten:

Punkt 1. Die Verwendung von Druckluft muß genügen, um die Bremsen in Tätigkeit zu setzen.

Punkt 2. Die Bremse muß so beschaffen sein, daß ein Teil der Güterwagen mit der vollen Bremsausrüstung (Bremswagen) eingerichtet werden kann, während die übrigen Güter-



wagen nur die durchgehende Leitung (Leitungswagen) erhalten. Die Bremswagen müssen mit einer Einrichtung versehen werden können, die es gestattet, beladene Wagen mit größerer Kraft (Lastabbremsung) zu bremsen, als leere Wagen (Eigengewichtsabbremsung).

Punkt 3. Die Bremse muß so beschaffen sein, daß an den Leitungswagen keine andere Ausrüstung erforderlich ist, als die durchgehende Hauptleitung, insbesondere keine Übertragungsventile.

Punkt 4. An den mit vollständiger Bremsausrüstung versehenen Güterwagen (Bremswagen) muß es möglich sein, diese Ausrüstung von der Leitung abzuschalten, um die Verwendung solcher Wagen als Leitungswagen zu ermöglichen.

Punkt 5. Der normale Betriebsdruck beträgt 5 kg/cm² (at).

Die Bremse soll auch einwandfrei arbeiten bei einem Betriebsdruck, der bis zu 0,5 at höher oder niedriger ist, als der normale. Auch bei einem geringeren Betriebsdruck als 4,5 at und zwar bis zu 2 at herab, muß die Bremse noch in Tätigkeit gesetzt werden können.

Punkt 6. Die Bremse soll in Bereitschaft stehen und gelöst sein, wenn der normale Betriebsdruck im ganzen Zuge hergestellt ist.

Das Bremsen soll durch einen Druckabfall in der Leitung erzielt werden und das Lösen durch eine Steigerung des Druckes.

Punkt 7. Die Durchschlagsgeschwindigkeit der Bremse soll bei Schnellbremsungen aus normalem Betriebsdruck für Züge aller Art und Zusammensetzung bis zu 200 Achsen mindestens 100 m/Sek. betragen.

Die Durchschlagsgeschwindigkeit wird bestimmt aus der Zeit, die vergeht vom Zeitpunkt an, wo der Hebel des Führerventils in die Schnellbremsstellung gelegt wird, bis zu dem Zeitpunkt, wo die Druckluft in den Bremszylinder des letzten Wagens eintritt. Dabei ist die Länge der durchgehenden Hauptleitung zu rechnen vom Führerventil bis zum Zugschluß ohne Berücksichtigung der Leitungsabzweigungen.

Punkt 8. Mit der Bremse müssen sowohl Schnellbremsungen durch schnellen und ziemlich bedeutenden Auslaß der Leitungsluft, als auch abgestufte Betriebsbremsungen bis zur Vollbremsung und nicht abgestufte Vollbremsungen durch langsamen Auslaß der Leitungsluft ausgeführt werden können.

Punkt 9. Betriebsbremsungen müssen sich bei Zügen bis zu 200 Achsen bis zum Zugschluß fortpflanzen, sobald der Hauptleitungsdruck um höchstens 0,5 at ermäßigt wird, gleichgültig wie die Bremswagen und Leitungswagen im Zuge verteilt sind.

Punkt 10. Um eine Vollbremsung aus normalem Betriebsdruck zu erzielen, muß der Leitungsdruck um mindestens 1 at und höchstens um 1,5 at bei Eigengewichtsabbremsung oder 1,7 at bei Lastabbremsung vermindert werden.

Punkt 11. Bei Einleitung einer Bremsung (Schnell- oder Betriebsbremsung) muß schnell ein Bremszylinderdruck erzeugt werden, der genügt, um die Klötze zum Anlegen an die Radreifen zu bringen. Der dadurch erzeugte Klotzdruck*) darf 20% des im Verlauf dieser Bremsung erreichbaren höchsten Bremsklotzdruckes nicht übersteigen.

Sodann soll der Druck allmählich bis zu seinem Höchstwert ansteigen, derart, daß bei Vollbremsung 95% des höchsten Klotzdruckes erreicht werden beim kleinsten Kolbenhube nach frühestens 28 Sekunden und beim größten Kolbenhube nach spätestens 60 Sekunden, gerechnet vom Beginn des Druckanstiegs im Bremszylinder.

Punkt 12. An Wagen, die verschieden hoch abgebremst werden können, je nachdem sie leer oder beladen sind, soll der Bremsklotzdruck bei Lastabbremsung während des ganzen Zeitabschnittes der Vollbremsung annähernd proportional bleiben dem bei Eigengewichtsabbremsung erreichten. Die Zeiten bis zur Erreichung des höchsten Bremsdruckes sollen in beiden Fällen annähernd gleich sein.

Punkt 13. Wenn nur das Eigengewicht abgebremst wird, soll der bei größtem Kolbenhube und einem normalen Betriebsdruck von 5 at erreichbare Bremsklotzdruck*) wenigstens 50% des Eigengewichts betragen.

*) Der „Bremsklotzdruck" ist der wirksame Druck der Bremsklötze auf die Räder, gemessen im Stillstand.

Er soll 85% des Eigengewichts bei kleinstem Kolbenhube nicht übersteigen.

Punkt 14. Wenn man die Last abbremst, soll der bei größtem Kolbenhube und bei einem normalen Betriebsdrucke von 5 at erreichbare Bremsklotzdruck wenigstens gleich $0{,}5(t+c)$ sein, wobei t das Eigengewicht des Wagens und c die kleinste Last ist, von der ab die Lastabbremsung angewendet werden darf.

Der bei kleinstem Kolbenhube erreichbare Bremsklotzdruck darf den Wert $0{,}85\,(t+c)$ nicht übersteigen.

Punkt 15. Der größte zulässige Hub des für die Eigengewichtsabbremsung bestimmten Bremskolbens in mm, geteilt durch das Übersetzungsverhältnis des Bremsgestänges von der Kolbenstange bis zu den Bremsklötzen soll bei Wagen, deren Bremsgestänge keine selbsttätige Bremsklotz-Nachstellvorrichtungen besitzt, mindestens 20 betragen.

Punkt 16. Bei vollständigem und ununterbrochenem Lösen der Bremse eines einzelnen Wagens nach einer Vollbremsung muß der Bremsklotzdruck allmählich sinken, derart, daß die Bremsklötze gelöst sind (gerechnet vom Beginn des Druckabfalls im Bremszylinder) frühestens nach a Sek. bei kleinstem Kolbenhube und spätestens nach b Sek. bei größtem Kolbenhube, und zwar sowohl bei Eigengewichtsabbremsung als auch bei Lastabbremsung des Wagens.

Wenn die Bremse keine Umstellvorrichtung für Fahrten in der Ebene und im Gefälle besitzt, sollen die oben angegebenen Grenzen $a=45$ und $b=110$ Sek. betragen.

Wenn die Bremse besondere Umstellvorrichtungen für Fahrten in der Ebene und im Gefälle besitzt, so sollen betragen:

für Fahrten in der Ebene $a=25$ und $b=60$ Sek.,
für Fahrten im Gefälle $a=45$ und $b=110$ Sek.

Punkt 17. Die Zeit für das Auffüllen der Bremseinrichtung eines Wagens soll so bemessen sein, daß das Füllen der Hilfsluftbehälter und das Lösen der Bremse auch am Ende langer Züge nicht beeinträchtigt wird und daß in der Leitung keine großen und plötzlichen Druckschwankungen entstehen, die ein unbeabsichtigtes Bremsen benachbarter Wagen hervorrufen könnten.

Punkt 18. Die Bremse muß zwei Ausführungsformen gestatten: Die erste Ausführungsform soll allein ihrer Verwendung in Güterzügen entsprechen; die zweite Ausführungsform entspricht zwei Arten der Betriebsweise, die eine ihrer Verwendung in den Güterzügen, die andere ihrer Verwendung in den schnellfahrenden Zügen (Eilgüterzüge oder Personenzüge).

Für die zweite Ausführungsform wird lediglich die Eigengewichtsabbremsung der Güterwagen gefordert.

Punkt 19. Die Handhabung der Bremse muß einfach sein. Etwaige Umstellvorrichtungen an den Wagen müssen leicht erkennbar sein und von beiden Wagenseiten aus leicht bedient werden können.

Das Umstellen von „leer" auf „beladen" soll, wenn es von Hand erfolgt, durch Drehen einer zu den Radachsen parallelen Welle um ungefähr 90° erfolgen. Der zum Drehen dieser Welle dienende Hebel soll auf jeder Wagenseite in der Stellung „leer" nach links oben und in der Stellung „beladen" nach rechts oben zeigen.

Die Umstellvorrichtung für „Ebene" und „Gefälle" soll an beiden Wagenseiten durch Zurückdrücken („Ebene") oder Vorziehen („Gefälle") eines Griffs parallel zu den Radachsen bewirkt werden. In der Stellung „Gefälle" soll eine rote Scheibe sichtbar sein und in der Stellung „Ebene" eine gelbe Scheibe.

Punkt 20. Die lichte Weite der Hauptleitung soll zwischen 25 und 30 mm liegen. Das Maß von 25 mm wird empfohlen. Starke Krümmungen in den Hauptleitungen sind zu vermeiden.

Die Länge der Zweigleitungen, welche die Hauptleitung mit dem Steuerventil und dem Notbremshahn verbinden, soll möglichst eingeschränkt werden. Die lichte Weite der Abzweigleitungen darf nicht größer sein als die der Hauptleitung.

Der Durchgangsquerschnitt der Absperrhähne soll nicht kleiner sein, als der, welcher einer Leitung von 25 mm lichter Weite entspricht.

Die lichte Weite der Kupplungsschläuche soll zwischen 25 und 30 mm liegen.

Die Kupplungsköpfe müssen in den für das Kuppeln in Frage kommenden Teilen den auf Anlage J[1] der technischen Vorschriften zu R. I. C. bezeichneten entsprechen. Im übrigen

sollen die Kupplungsköpfe so gestaltet sein, daß sie dem Luftdurchgang möglichst wenig Widerstand bieten.

Die Länge der Schlauchkupplung soll der auf Anlage J[3] der technischen Vorschriften zu R. I. C. entsprechen.

Die Lage der Enden der Hauptleitung in bezug auf die Kopfschwelle und die Anschlußgewinde der Schlauchkupplungen soll den Bestimmungen der U. I. C. entsprechen.

Punkt 21. Die Bremse soll so beschaffen sein, daß die Gefahr von Beschädigung oder mangelhafte Wirkung — insbesondere die Gefahr des Nichtbremsens, ungenügenden und unbeabsichtigten Lösens — möglichst eingeschränkt wird.

Punkt 22. Bei Wagen mit der durchgehenden Bremse und mit Handbremse muß jede Bremse unabhängig von der anderen betätigt werden können.

Handbremswagen (vom Wagen aus bedienbar) sollen mit einer Notbremseinrichtung ausgerüstet werden.

Punkt 23. Für die Beförderung der Züge soll man Lokomotiven und Tender verwenden können, die sowohl mit der selbsttätigen Bremse ausgerüstet sind, als auch mit der direkten Bremse, und zwar unter folgenden Bedingungen:

a) Man kann nach Wunsch die automatische Bremse der Lokomotive und des Tenders gleichzeitig mit den Bremsen des Zuges betätigen oder sie ausschalten.

b) Die selbsttätige Bremse wird mit einem der zur Zeit auf europäischen Bahnen gebräuchlichen Führerbremsventile (nach Art des Westinghouse-Ventils für Personenzugbremse) betätigt.

c) Die Bremszylinder der Lokomotive und des Tenders können mittels eines Hahnes oder Ventils durch den Lokomotivführer entleert werden.

d) Die Bremszylinder enthalten keine Überströmnuten.

e) Arbeitet die selbsttätige Bremse allein, so geht das Füllen der Bremszylinder der Lokomotive und des Tenders langsam vor sich, sobald das Füllen beginnt, und zwar in der Weise, daß bei einer Vollbremsung der Höchstdruck wenigstens nach 60 Sekunden erreicht wird von dem Augenblick ab, wo das Führerbremsventil in Bremsstellung umgelegt worden ist; das Entleeren der Bremszylinder wird gleichsam verlangsamt derart, daß nach einer Vollbremsung die Bremse frühestens nach 50 Sekunden gelöst ist, von dem Augenblick ab, wo die Entleerung der Zylinder begonnen hat.

Punkt 24. Die Bremse soll so beschaffen sein, daß man mit ihr vollbeladene Züge von mindestens 1500 t Gewicht und etwa 100 Achsen Stärke, teilweise beladene Züge von mindestens 1200 t Gewicht und etwa 150 Achsen Stärke und Leerzüge bis 150 Achsen in der Ebene und in langen und starken Gefällen befördern kann. Auch soll es möglich sein, Leerzüge von 200 Achsen in der Ebene zu befördern. Alle diese Züge sollen hauptsächlich aus zweiachsigen Wagen gebildet sein.

Punkt 25. Es muß möglich sein, die Brems- und Leitungswagen sowie auch die beladenen und leeren Wagen entsprechend den im Betrieb vorkommenden Zugzusammensetzungen möglichst ungleichmäßig im Zuge zu verteilen, insbesondere an irgend einer Stelle des Zuges Gruppen von Leitungswagen einzuschalten, die bei Zügen mit niedrigen Bremsprozenten bis zu 15 Wagen betragen sollen.

Punkt 26. Bei Schnellbremsungen auf ebenen und geraden Strecken soll bei Geschwindigkeiten zwischen 30 und 60 km/Std. der Bremsweg unter der Annahme, daß die Lokomotive und der Tender nur mit der selbsttätigen Bremse*) gleichzeitig mit dem Zuge abgebremst werden, unter Vorbehalt einer Toleranz von 3% des errechneten Bremsweges, mindestens aber von 10 m die durch folgende Formel gegebene Länge L nicht übersteigen.

$$L = \frac{4{,}25\,V^2}{40 \cdot \frac{13{,}6 + 40\,a}{0{,}6 + 40\,a} \cdot \frac{V}{V + 30} + 0{,}0006\,V^2 + 3{,}6}$$

wobei

L den Grenzwert für den Bremsweg in Metern,
V die Geschwindigkeit bei Beginn der Bremsung in km/Std.
a die Abbremsung des Zuges einschließlich Lokomotive und Tender, d. h. das Verhältnis vom abgebremsten Gesamtgewicht zum gesamten Zuggewicht darstellt.

Bei Wagen, die nach dem Eigengewicht abgebremst werden, ist das abgebremste Gewicht gleich dem Eigengewicht t.

Bei den nach der Last abgebremsten Wagen beträgt das gebremste Gewicht: das Eigengewicht t vermehrt um die Last c, von welcher ab die Lastabbremsung verwendet werden kann.

Bei den Lokomotiven und Tendern ist das abgebremste Gewicht gleich dem größten Bremsklotzdruck.

Punkt 27. Die Bremse soll unter allen Verhältnissen ohne gefährliche Stöße und Zerrungen für Personal, Ladung und Fahrzeuge wirken. Dabei ist vorausgesetzt, daß die Entfernung der Pufferscheiben im Höchstfalle nicht mehr als 10 cm und im Durchschnitt des ganzen Zuges 3,5 cm beträgt.

Die Bremsungen sollen auch dann ruhig verlaufen, wenn sämtliche Wagen eines vollbeladenen Zuges von 1500 t und etwa 100 Achsen und eines teilweise beladenen oder leeren Zuges bis zu 150 Achsen Stärke gebremst werden oder wenn 75% der Achsen eines 200 Achsen starken Leerzuges gebremst werden.

Punkt 28. Es dürfen auch dann schädliche Wirkungen für den Zug nicht entstehen, wenn einer kräftigen Betriebsbremsung eine Schnellbremsung folgt.

Punkt 29. Die Bremse muß ohne schädliche Stöße und Zerrungen auch während der Fahrt gelöst werden können.

Punkt 30. Der Vorrat an Bremskraft darf sich auch bei Fahrten auf langen und starken Gefällen nicht erschöpfen.

Punkt 31. Die Bremse muß derart beschaffen sein, daß die längsten und stärksten auf Hauptbahnen vorkommenden Gefälle mit voller Sicherheit und möglichst geringen Schwankungen der vorgeschriebenen Geschwindigkeit befahren werden können.

Punkt 32. Die Bremsprobe soll in einfacher Weise vorgenommen werden können und dem Führer die Gewißheit verschaffen, daß die Bremsleitung des ganzen Zuges verbunden und wirksam ist.

Punkt 33. Die im internationalen Verkehr neu zuzulassenden Güterzugbremsen müssen mit bereits zugelassenen Güterzugbremsen einwandfrei zusammenarbeiten. C.

*) Vergl. Bedingung 23.

# Berichte.

## Allgemeines.

### Zusammenfassung der Signal- und Weichenbedienung einer ganzen Bahnstrecke in einem Stellwerk.

Das fortschreitende Streben nach Personaleinsparung hat in Amerika zu einem neuartigen Versuch geführt, die Signale und Weichen für eine größere Bahnstrecke von einem Punkt aus auf elektrischem Wege zu betätigen, wobei der einzige noch benötigte Fahrdienstleiter auch Zugleitungsgeschäfte mitverrichtet. Über ein solches „Train Dispatching“ System ist im Heft 3 der Verkehrstechnischen Woche, Jahrgang 1928 berichtet.

Die neue Stellwerksanlage ist seit zwei Jahren auf der Strecke Toledo (Ohio)—Berwick der New York Central Railway mit vollem Erfolg in Betrieb. Die Strecke ist etwa 65 km lang, hat zwölf Überholungsstationen und wird täglich von 14 Reise- und 20 Güterzügen befahren. Sie ist mit einem selbsttätigen elektrischen Streckenblock ausgerüstet, der die Zwischenblocksignale unmittelbar bewegt. Die Signale der Stationen gehen jedoch erst dann in die Fahrtstellung, wenn sowohl der Block frei ist, als auch der Fahrstraßenhebel im Stellwerk gezogen ist.

Das Stellwerk selbst enthält übereinander angeordnet folgende Einrichtungen: oben einen Apparat zur Aufzeichnung der Zugläufe nach Art eines Bildfahrplanes sowie die Fernsprecher; darunter einen Gleisplan der Zugfahrstraßen mit beweglichen Weichen und mit Löchern in jedem Gleisabschnitt in die der Beamte entsprechend der Fahrt der Züge Stöpsel mit Zugnummer und Fahrtrichtung einsetzt; darunter Rückmeldelämpchen für die Stellung der Signale und Weichen sowie für die vollzogenen Zugfahrten. Unten befinden sich die Fahrstraßenhebel. Zu jeder Fahrstraße ist für beide Fahrtrichtungen nur ein Fahrstraßenhebel angebracht. Die Stellung der Signale für die eine oder die andere Richtung ergibt sich aus der Reihenfolge, in der die Hebel

bedient werden. Außerdem sind noch eine Reihe von Schaltern angeordnet um im Falle der Gefahr die Freigabe einer Strecke durch den Block verhindern zu können. Ferner lassen sich zu Verschiebezwecken die Weichen vom Stellwerk abschalten, so daß sie von Hand bedient werden können.

Der Beschreibung der technischen Einrichtungen folgen längere Betrachtungen über die Anwendbarkeit derartiger Einrichtungen im Gebiet der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Vorausgesetzt, daß sich unter den ganz anders gearteten Personalverhältnissen eine weitere Ausdehnung der Zentralisierung als wirtschaftlich erweisen sollte, so bleibt noch zu erwägen, ob man an der üblichen Forderung festhalten will, daß die Weichen sich noch in Sichtweite (350 bis 400 m) befinden sollen. Man muß dem Verfasser zustimmen, wenn er vorschlägt für Zugfahrten allein darauf zu verzichten, in Stationen mit einigermaßen regem Verschiebebetrieb wird sich aber ein eigenes Verschiebestellwerk wohl doch nicht umgehen lassen. Zum mindesten müßte die elektrische Gleisfreimeldung im weitesten Umfang zur Anwendung kommen. Hierzu treten noch eine Reihe von Schwierigkeiten verschiedener Art, deren Lösung sich der Verfasser von der Zukunft erhofft. Sp.

### Postautobetrieb im Winter.

Die normalen Postautomobile mit Räderantrieb haben bei höheren Schneelagen im Winter allgemein versagt. Die Versuche zur Behebung dieses Übelstandes gehen schon auf mehrere Jahre zurück. Der Versuch der italienischen und französischen Militärbehörden, die sogenannten Tanks als Wintertransportmittel zu verwenden, scheiterte, weil sich zwischen den eisernen Teilen der Raupe und des Antriebs der Schnee zusammenballte, sofort gefror und dann auch die stärksten Stahlbänder zerriß.

Einigen Erfolg hatte erst die von dem schwedischen Postwerkmeister Nyberg erfundene Raupenband-Antriebsform. Zum Antrieb verwendet Nyberg die normalen Treibräder des Wagens, die zu diesem Zweck mit drei geriffelten Vollgummireifen versehen wurden. Mit Ausgleichhebeln und Federn ist mit den Treibrädern vorn und hinten je ein weiteres Räderpaar verbunden (siehe Abb. 1 und 2). Während das vordere Räderpaar durch eine Kette ebenfalls angetrieben wird, dient das hintere lediglich zur Bandführung und zur Erhöhung der Bodenhaftung der Bänder. Diese, ebenfalls aus Gummi bestehend, sind mit zwei Reihen Gummistollen ausgerüstet, die zwischen den Vollgummireifen in Rillen laufen. Der Schnee wird durch das Arbeiten des Bandes ständig fortgeschafft. Die vorderen, mittleren und hinteren Räderpaare sind frei beweglich und können sich deshalb den Straßenunebenheiten gut anpassen. Da das ganze Aggregat leicht vom Gestellrahmen entfernt werden kann, sind die Fahrzeuge im Sommer ebenfalls verwendbar. Außerdem können mit dem Raupenband auch apere Straßenstellen ohne Schwierigkeit und Beschädigungsgefahr befahren werden.

Wagen mit diesem Antrieb wurden zunächst bei der Schwedischen Postverwaltung mit Erfolg verwendet. 1924 beschaffte auch die Schweizerische Postverwaltung einen solchen Wagen. Die Ausführung erwies sich aber für das schweizerische Gelände als zu schwach. Erst nachdem alle Teile des Antriebes verstärkt und die Bandbreite von 32 auf 42 cm vergrößert wurde, bewährte

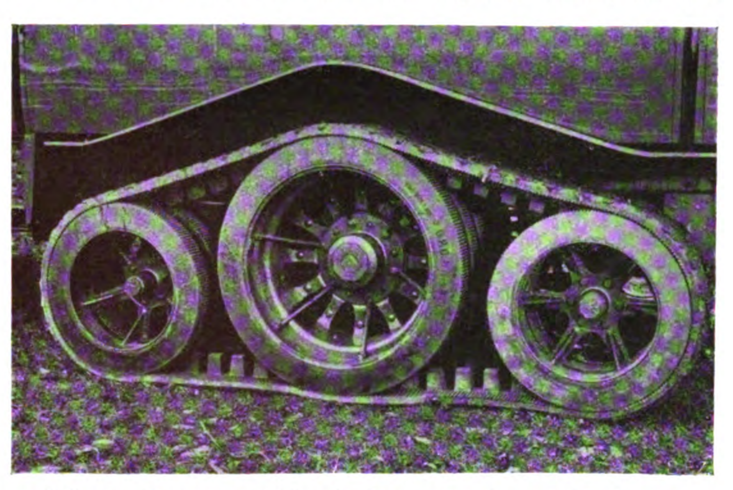


Abb. 1. Raupenantrieb mit Gummiband nach Nyberg.

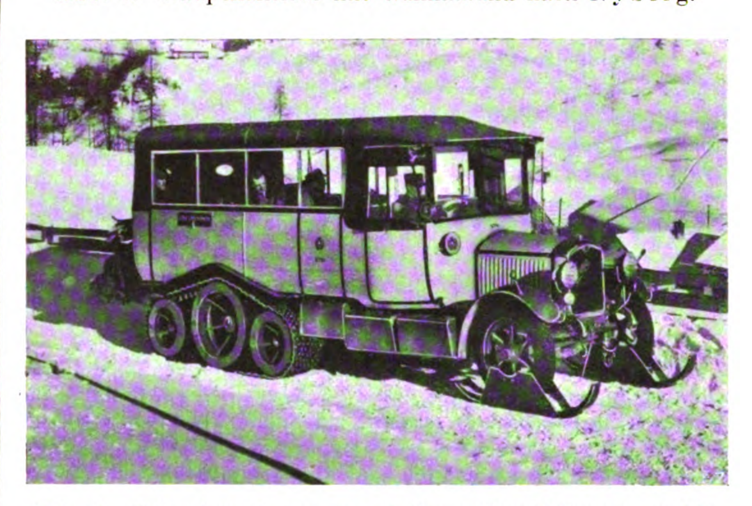


Abb. 2. Schweizer Autopost mit Gummiband-Raupenantrieb.

sich die Anordnung auch hier. Im Winter 1925/26 wurde zum ersten Male ein regelmäßiger Kursbetrieb auf der Strecke Chur-Lenzerheide mit Erfolg durchgeführt, so daß sich die Schweizerische Postverwaltung zur weiteren Ausdehnung dieses Winterbetriebes entschloß. W. L.

(Schweizer. Bauzeitung 1927, Nr. 24.)

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Der Apennintunnel im Zuge der Direttissima Bologna—Florenz.

Das italienische Ministerium für öffentliche Bauten führt z. Z. den Neubau einer Doppelbahn, genannt „Direttissima Bologna-Florenz“, durch. Sie umfährt unter Vermeidung der bisherigen Spitzkehre in Bologna, für deren Beseitigung namhafte Opfer gebracht wurden, die Stadt im N.-O. und führt in ziemlich gestreckter Linie südwärts nach Prato, wo sie wieder in die alte Bahnlinie einmündet. Die horizontale Entfernung wird dabei um $34^1/_2$ km verkürzt, die Scheitelhöhe um fast 300 m verringert und die Höchststeigung von 26 ‰ auf 12 ‰ herabgesetzt. Die virtuelle Länge beträgt in der Nord-Südrichtung 121 km gegen 233 km bisher.

Von den zahlreichen Kunstbauten ist der bedeutendste der 18,5 km lange Scheiteltunnel. Er erhält in der Mitte eine Überholungsstation; die Überholungsgleise sind in je einen eingleisigen Paralleltunnel untergebracht. Der Bau wird erschwert durch hohen Gebirgsdruck, Wasserandrang und Methanausströmungen, die manchmal so erheblich waren, daß sie alle zwei Stunden auf elektrischem Wege entzündet werden mußten. Der Vortrieb geschieht von beiden Seiten und mittels eines Fensterstollenpaares von der Mitte aus und zwar mit Sohlstollen und Aufbruch in belgischer Bauweise. An der Nordseite ist wegen des Gebirgsdruckes der Richtstollen als Kreisprofil ausgeführt und mit einem Kranz von Holzkeilen verzimmert; aus dem gleichen Grunde und wegen der Methanentwicklung ist die Arbeitsstrecke hier auf 100 m zusammengedrängt. Für die umfangreichen maschinellen Einrichtungen werden 7500 kVA aus dem Überlandnetz entnommen; als Reserve dient eine Dieselanlage mit 2840 PS. Für den Materialtransport wurden zwei eigene Baubahnen vom Tal zu den Portalen angelegt; sie haben eine Spurweite von 95 cm und zusammen eine Länge von 48 km. Die Belegschaft beträgt an allen vier Arbeitsstellen zusammen rund 2500 Mann. Auf Grund der bisherigen Fortschritte ist mit einer Fertigstellung im Jahre 1930 zu rechnen. Sp.

(Schweizer. Bauzeitung 1927; Heft 15.)

### Nachgehärtete Schienen in Rußland.

Das Nadeschdinsker Werk im Ural, das erste von allen Schienenwalzwerken Rußlands, schritt im Sommer 1927 zur

Herstellung nachgehärteter Schienen (im ganzen etwa 400 t). Vier Vorrichtungen, hauptsächlich aus 2 m langen, durchlochten Röhren bestehend und auf Rollen laufend, spritzen Wasser, das durch Dampf auf 25 bis 30° C erwärmt ist, während der Vorbeibewegung der glühenden Schiene entweder auf den Schienenkopf oder an diesem vorbei, aber nicht auf den Steg und Fuß. Der Schienenkopf dunkelt und wird wieder rot durch die Hitze, die ihm vom unteren Teil des Kopfes, dem Stege und Fuß zugeleitet wird. Nach vielfachen Beobachtungen wird die Härtung des Schienenkopfes bei einer mittleren Temperatur von 750°C ausgeführt und das Anlassen bei 550°C. Es ist bemerkenswert, daß Schienen, die zu heiß von der Walzung kommen, sich nicht härten, d. h. ihr Gefüge nicht verändern. Die sorbitische Schienenbehandlung hat daher noch die gute Seite, daß sie dazu zwingt, die Walzung der Schienen bei nicht zu hohem Wärmegrad, annähernd 850°C, enden zu lassen. Die Untersuchungen des Grobgefüges in den oberen Hälften der Schienenköpfe zeigten, daß in 28 von 30 untersuchten Schienen die nachgehärtete Schicht auf ganze Kopfbreite in einer Stärke von 3 bis 13 mm erzielt wurde. Genaue Untersuchungen des mikroskopischen Gefüges der nachgehärteten Schienen zeigten keinerlei Spuren von Kleinrissen. Es ergaben sich für den Vergleich von gewöhnlichen und nachgehärteten Schienen bei runden Versuchskörpern von 10 und 15 mm Durchmesser folgende Verhältnisse:

| Schienen ein und derselben Schmelzungen | Gewöhnliche Schienen | Nachgehärtete Schienen |
|---|---|---|
| Zugwiderstand | 70,2 kg/qmm | 75,1 kg/qmm |
| Elastizitätsgrenze | 34,4 | 39,4 |
| Proportionalitätsgrenze | 31,9 | 39,4 |
| Dehnung | 17,5 % | 15,2 % |
| Querzusammenziehung | 38,4 % | 39,9 % |

Auch die Versuche am Charpiehammer nach dem Verfahren Frémont zeigten die Vorzüge der nachgehärteten Schienen. Die Brucharbeit bei gewöhnlichen Schienen schwankte zwischen 14,4 und 29,4 kg/cm², im Mittel aus 18 Versuchen 23,2 kg/cm²; bei nachgehärteten Schienen schwankte die Brucharbeit zwischen 22,9 und 31,6 kg/cm², im Mittel aus 24 Versuchen 27,5 kg/cm². Die Brinellprobe ergab Gleichmäßigkeit der Oberflächenhärtung auf die ganze Schienenlänge. An kleinen Stücken gewöhnlicher und nachgehärteter Schienen wurden Verhämmerungsversuche angestellt, wobei die Versuchsstücke mit Hammerschlägen von 5,55 kg/m Arbeitsleistung über die Elastizitätsgrenze hinausgehend derart beansprucht wurden, wie es etwa der Betriebsbeanspruchung entspricht. Es wurden in zwei Fällen 100000 und in sechs Fällen 200000 solche Hammerschläge ausgeübt. Die Formveränderungen an den nachgehärteten Schienen betrugen nur 31 bis 43 v. H. von denen der gewöhnlichen. Bezeichnend war die außerordentliche Zähigkeit des Kopfes der nachgehärteten Schienen. Sie zeigte sich darin, daß es äußerst schwer war, in kaltem Zustande Stücke für die Schlagproben abzuhauen. Man konnte die Stücke, die man von gewöhnlichen Schienen leicht abtrennen kann, bei den nachgehärteten nur auf der Presse und mit großer Mühe erhalten. Dr. S.

### Lichtbildverfahren zur Aufzeichnung von Schienenquerschnitten.

Die dafür verwendete Vorrichtung besteht aus einer leichten Aluminiumform, deren beide Hälften, innen mit Plastizin gefüllt, um die Schiene herumgreifen. Wenn das Plastizin die genaue Schienenform angenommen hat, wird die Aluminiumform vorsichtig abgenommen; dann wird sie in einem Holzrahmen, mit einem Blatt lichtempfindlichen Papiers dahinter, befestigt und so lange dem Licht ausgesetzt, bis sich die Schienenform auf dem Papier abgebildet hat. Dr. S.

(Nach London and N. E. Railway Magazine, Juni 1927.)

## Bahnhöfe nebst Ausstattung.

### Der neue Expreßgutbahnhof von New York.

Der z. Z. größte Expreßgutbahnhof befindet sich in Amerika, und zwar in Long Island City bei New York. Er wurde durch die Pennsylvania-Gesellschaft erbaut, nachdem sich der bisherige Bahnhof als zu klein erwiesen hatte, um den Expreßgutverkehr, der im Jahre 1926 ein Achtel des Expreßgutverkehrs des ganzen Landes, nämlich 46,6 Millionen Güter erreicht hatte, von denen etwa 75 % abgehende Güter waren, von New York zu bewältigen.

Der Bahnhof ist als Kopfbahnhof gebaut. Das Gebäude besteht aus einem mit Ziegeln ausgemauerten Stahlgerippe. Es bedeckt eine Fläche von rund 22800 m²; hiervon entfallen allein 11800 m² auf Karrenwege, die den reibungslosen Verkehr von 3 bis 400 Karren ermöglichen. In den Bahnhof führen drei Doppelstutzengleise, die 84 Wagen aufnehmen können. Die Bahnsteige sind wie die Karrenwege aus Beton mit Stahlbetonüberzug hergestellt und in die Höhe des Wagenbodens gelegt. Die Bahnsteige befinden sich zwischen je zwei Gleispaaren sowie südlich und nördlich derselben, außerdem am Kopf des Bahnhofs als breiter Querbahnsteig. Die für die Doppelgleise hergestellten Gruben sind 7,80 m breit, die Bahnsteige zwischen den Gleisen 8,70 m, an den Außenseiten 15,25 bzw. 23,80 m. Um den Karrenverkehr möglichst wenig zu behindern, wurden die für die Unterstützung des Daches notwendigen Stahl- und Eisenbetonsäulen zum Teil zwischen den Doppelgleisen aufgestellt, so daß die Bahnsteige völlig frei sind. Im übrigen wurden sie so aufgestellt, daß der Verkehr möglichst wenig behindert ist. Die Bedachung besteht aus mehreren in der Bahnhoflängsrichtung gleichlaufenden Satteldächern, die mit Betonziegeln eingedeckt sind.

An Lagerräumen sind u. a. vorgesehen: ein Raum für verderbliche Güter, der im Sommer kühl und im Winter warm gehalten werden kann, ein Kühlraum, ein Raum für unbestellbare Güter, ein Raum für beschädigte Güter, eine Zollhalle, Schrankräume für die Angestellten, ein Raum für besonders wertvolle Güter. Die Umfassungsmauer besteht aus einer ununterbrochenen Reihe von 91 Toren; um das ganze Gebäude führt an der Außenseite eine überdachte Laderampe.

Bei großem Verkehr werden täglich etwa 55000 Güter behandelt. Mehr als je 75 Wagen werden täglich be- und entladen. Die Zahl der Wagen schwankt entsprechend der Jahreszeit und der Art der Güter.

Zwischen den Toren und in einer Entfernung von 7,60 m von diesen sind die Abfertigungsbuden aufgestellt, die je mit einer selbsttätigen Waage ausgestattet sind, deren Zifferblatt beleuchtet ist und deren Zeiger sich ohne Schwanken sofort fest einstellt. Die Güter werden zu den Eisenbahnwagen durch Karrenzüge gebracht, die aus einem Schlepper und 4 bis 20 Karren bestehen. Jeder Karren enthält nur Stücke für einen bestimmten Wagen. Es ist auch bei der Zusammenstellung der Karrenzüge Rücksicht auf die Reihenfolge der Eisenbahnwagen genommen.

An der Kopfseite des Bahnhofs werden diejenigen Güter angenommen, deren Verwiegung und Bezettelung bei Überlastung des Bahnhofs auf dem Ankunftsbahnhof vorgenommen werden soll. Da es sich hier meist um schwere Güter handelt, wurde von der Straße eine Rampe geschaffen, auf der die Kraft- und Pferdewagen die Güter unmittelbar bis in die Bahnhofhalle bringen können. Beim Entladen werden die Güter in Karrenzügen an die an der Südseite befindlichen Tore gebracht, von wo sie mit den Fahrzeugen der Gesellschaft den Empfängern zugestellt werden.

Zur Erledigung der anfallenden Arbeiten sind 900 bis 1200 Angestellte in drei achtstündigen Schichten beschäftigt. Wa.

(Railway Age 1927, S. 255 ff.)

## Lokomotiven und Wagen.

### Ein amerikanischer Hochdruckdampf-Triebwagen.

Die Internationale Harvester Gesellschaft in Chicago hat einen neuartigen Dampftriebwagen „Locomotor“ herausgebracht, der sich bei mehrmonatlichen Versuchsfahrten gut bewährt hat und demnächst in der Nähe von Chicago in den regelmäßigen Verkehr eingestellt werden soll. Als besonderer Vorteil des Wagens wird sein einfacher, geräusch- und rauchloser Betrieb angegeben.



Der Wagen ist 23 m lang und hat neben einem 5 m langen Gepäckabteil noch 63 Sitzplätze. Das Gepäckabteil enthält auch die Kesselanlage und eine Hilfsmaschine für die Bremse, Beleuchtung und ähnliches. Zur Bedienung ist nur ein Mann erforderlich; sie ist sehr einfach mit Regler, Umsteuerhebel und Druckluftbremse wie bei der Lokomotive. Sämtliche Schalthebel sind an beiden Enden vorgesehen.

Die Maschinenanlage entwickelt 300 PS am Radumfang. Sie regelt die Dampfentwicklung selbsttätig; diese erfordert keinerlei Aufmerksamkeit mehr, sobald der Betriebs-Kesselüberdruck von 42 at erreicht ist, was aus kaltem Zustand etwa 15 bis 18 Minuten dauert. Die Überhitzung beträgt 200° C. Der hohe Betriebsdruck ermöglicht es, die eigentliche Antriebsmaschine sehr klein zu halten. Die beiden einfachwirkenden Achtzylinder-Gleichstrom-Ventilmaschinen konnten daher leicht zugänglich unter dem Wagenkasten angebaut werden. Je eine Kardanwelle überträgt den Antrieb mit Kegelrädern auf die inneren Achsen der beiden Schwanenhals-Drehgestelle. Die Füllung ist für beide Fahrtrichtungen zwischen 25 und 75 % regelbar. Die beiden Maschinen sind vollständig gekapselt und alle Triebwerksteile und die Zylinder selbst haben Preßölschmierung. 98 % des Öles werden aus dem Abdampf zurückgewonnen.

An beiden Wagenenden sitzt auf dem Dach ein Kondensator, in welchem der Abdampf der betreffenden Maschine niedergeschlagen wird. Das Kondensat wird mit einer Temperatur von 55° C über den Ölabscheider in den Kessel zurückgeführt. Der Kreislauf des Wassers ist so vollständig, daß je Tag nur 15 l Wasser nachgefüllt werden müssen. Damit wird auch die lästige Kesselsteinbildung fast vollständig unterbunden. Zur Heizung des Wagens in der kalten Jahreszeit kann ein Teil des Abdampfes der Hilfsmaschine durch den Wagen geleitet werden.

Der Dampferzeuger besteht aus einer Rohrschlange von insgesamt 30,2 m² Heizfläche. Davon entfallen 23,7 m² auf den Vorwärmer und 6,5 m² auf den eigentlichen Verdampfer und Überhitzerteil. Zur Heizung dient Öl, das zunächst vergast und dann in einer Verbrennungskammer entzündet wird. Die heißen Verbrennungsgase werden durch einen elektrisch angetriebenen Bläser im Gegenstrom durch den Kessel gezogen, so daß die abgekühlten Heizgase zunächst mit dem neu eintretenden Wasser, die heißen Gase mit dem Dampf zusammentreffen. Die ganze Dampferzeugungsanlage ist mit einem im Durchmesser 1,2 m messenden Mantel umgeben und besitzt die erforderliche Ausrüstung wie Sicherheitsventil, Wasserstandsanzeiger usw. Wenn der Kesseldruck 42 at erreicht hat, erlischt die Flamme selbsttätig und wenn er unter 39 at sinkt, wird sie wieder entzündet. Bei den Versuchsfahrten soll der Wagen durchschnittlich 1,58 l Brennstoff auf 1 km Fahrtstrecke verbraucht haben. Da Verbrennungsrückstände auch nach längerer Betriebsdauer im Kessel nicht vorhanden waren, kann auf eine gute Verbrennung geschlossen werden. In Anbetracht der verhältnismäßig einfachen Bauart des Wagens rechnen die Erbauer mit nur geringen Unterhaltungskosten.

Nach den guten Erfahrungen mit dem Triebwagen soll demnächst eine Lokomotive mit einer ähnlichen Maschinenanlage für 1500 PS gebaut werden. Sie ist, ähnlich wie die jetzt öfters auftretenden Diesel-elektrischen Lokomotiven, für den Verschiebedienst in Städten bestimmt, wo die übliche Dampflokomotive wegen ihres Geräusches und ihrer Rauchentwicklung als lästig empfunden wird und doch die Vorbedingungen für den elektrischen Betrieb oft nicht gegeben sind. R. D.

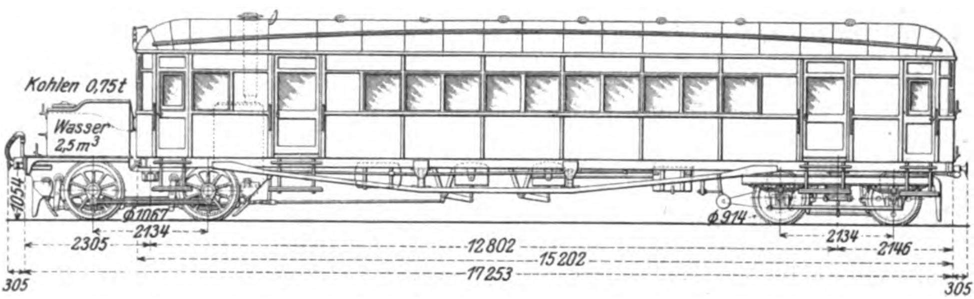
(Railway Age 1927, 2. Halbj., Nr. 16.)

## Dampftriebwagen von Clayton.

Der in der Textabbildung dargestellte Dampftriebwagen ist von der Clayton-Wagenbau-Gesellschaft in zwei nur wenig verschiedenen Ausführungen für die London und North Eastern Bahn und für die Ägyptischen Staatsbahnen gebaut worden. Das Gewicht des englischen Wagens beträgt 28,5 t, seine ganze Länge 17,25 m, die Breite 2,82 m, der Abstand der Drehzapfen 12,80 m und der Achsstand der Drehgestelle 2,13 m. Der ägyptische Wagen weicht nur wenig davon ab.

Der gesamte Lokomotivteil des Wagens ruht auf dem Treibdrehgestell und kann mit diesem erforderlichenfalls einfach ausgewechselt werden, ähnlich wie dies beispielsweise beim Eva-Maybach Dieseltriebwagen vorgesehen ist. Die Maschine besteht aus zwei doppeltwirkenden Zylindern von 171 mm Durchmesser und 354 mm Hub. Die Kolbenschieber werden von einer besonderen Steuerwelle aus angetrieben, die mit dem ganzen Triebwerk zusammen gekapselt ist und im Öl läuft, so daß der Zutritt von Schmutz und Staub ausgeschlossen ist. Die Triebwelle läuft auf der einen Seite in einem Kugellager, auf der andern in einem Lager aus ballig ausgebildeten Rollen. Ein ebenfalls gekapseltes Stirnräderpaar vermittelt den Antrieb auf die eine Achse des Drehgestells; die andere Achse ist mit ihr mittels Stangen gekuppelt.

Der Kessel ist rund 1,5 m hoch und hat rund 1 m Durchmesser. Er besteht aus zwei flußeisernen, ineinander gestellten Mänteln zwischen denen der Wasserraum liegt. Der mittlere Teil des inneren Mantels hat quadratischen Querschnitt und enthält 48 übers Kreuz liegende Wasserrohre von 38 mm Außendurchmesser. Die beiden Mäntel sind oben und unten an den Kremprändern durch Bolzen verbunden und können zur Reinigung leicht auseinander genommen werden. Die Feuerung wird von oben her bedient. Der Kesselüberdruck beträgt 19,3 at; bei einer Temperatur des Speisewassers von 93° C und einer Kohle von 3650 W. E. soll der Kessel stündlich 840 kg Dampf erzeugen.




Dampftriebwagen von Clayton.

Beim Bau der Wagen wurde besonderer Wert darauf gelegt, sie möglichst freizügig verwendbar zu machen. Die Bedienungshebelregler, Umsteuerung, Luftsauge- und Handbremse wurden daher an jedem Wagenende vorgesehen. Die Behälter für den Vorrat an Wasser und Brennstoff wurden außerhalb des Wagenkastens über dem Maschinendrehgestell angeordnet, so daß sie mit den für Lokomotiven üblichen Einrichtungen beschickt werden können. Die Geschwindigkeit der Wagen beträgt 25 bis 75 km/h, entsprechend 150 bis 450 minutlichen Umdrehungen der Maschinenwelle.

Die Wagen, die erforderlichenfalls auch als Gelenkwagen mit in der Mitte liegendem Maschinen-Drehgestell gebaut werden können, sind vor der Indienststellung auf der London und North Eastern Bahn eingefahren worden. Sie sollen sich dabei vor allem durch ruhigen und geräuschlosen Lauf bei allen Geschwindigkeiten ausgezeichnet haben.

(The Railw. Engineer 1927, Oktober.) R. D.

## 2 C - h 4 Schnellzuglokomotive der London, Midland und Schottischen Bahn mit Caprotti-Steuerung.

Nach den umfangreichen Versuchen in Italien und dem Bau einer Lokomotive mit Caprotti-Steuerung in Deutschland*) hat man jetzt auch in England eine Lokomotive mit dieser Steuerung ausgerüstet. Es sind für die vier Zylinder zwei Getriebekästen vorgesehen, von denen jeder acht Ventile für je ein Zylinderpaar auf einer Lokomotivseite enthält. Die vier Einströmventile sitzen in der Mitte der Kästen, die Auslaßventile für die Innenzylinder auf der inneren und diejenigen für die Außenzylinder auf der Außenseite der Getriebekästen. Die Ventile der sämtlichen vier Zylinder werden nach der Abänderung von Beardmore durch ein einziges, in der Mitte der Treibachse liegendes Kegelzahngetriebe über eine in der Längsachse der Lokomotive gelegene Welle angetrieben. Damit ist das Steuerungsgestänge der Vierzylinderlokomotive auf den denkbar kleinsten Umfang vereinfacht worden.

*) Organ 1925, S. 187.

Mit der umgebauten Lokomotive und einer Lokomotive derselben Bauart, jedoch mit Heusinger-Steuerung und Kolbenschiebern, wurden mehrtägige Versuchsfahrten auf den Strecken von Euston nach Crewe und von Crewe nach Carlisle vorgenommen. Dabei soll die Lokomotive mit Caprotti-Steuerung teilweise bis zu 22% Kohlenersparnis gezeigt haben. Wenn man bedenkt, daß die englischen Bahnen jährlich etwa 300 Millionen Mark für Kohlen ausgeben, könnte mit der Caprotti-Steuerung eine entsprechende Gesamt-Ersparnis bis zu 60 Millionen Mark erzielt werden, die einen Umbau lohnen würde — vorausgesetzt natürlich, daß der Dauerbetrieb die Versuchsergebnisse bestätigt. R. D.

(Engineering 1927, Nr. 3216.)

### Wagenfedern mit doppelter Sprengung.

Güterwagen, bei denen der Unterschied zwischen dem leeren und beladenen Zustand sehr groß ist, neigen im ersteren Fall zum Entgleisen, wenn der Oberbau — wie dies vor allem bei Kolonialbahnen öfters der Fall ist — schlecht verlegt und das Untergestell der Wagen sehr starr ist. Die Tragfähigkeit der Federn muß naturgemäß der größten Belastung angepaßt werden; bei geringer Belastung ist dann die Elastizität der Federn zu gering. Die Jodhpur-Bahn in Indien und eine Bahn in Queensland verwenden neuerdings in solchen Fällen Federn mit doppelter Sprengung. Bei den Federn der Bahn in Queensland sind beispielsweise die beiden obersten Federblätter um 25 mm stärker gesprengt als die elf unteren. Im leeren Zustand ruht dann der Wagen nur auf den oberen Lagen, beim beladenen Wagen trägt die ganze Feder.

Die beiden Eisenbahnen sollen mit derartigen Federn gute Erfahrungen gemacht und die vorher häufigen Entgleisungen vermieden haben. R. D.

(The Railw. Engineer 1927, Dezember.)

### Betriebsergebnisse amerikanischer Diesellokomotiven *).

In den Vereinigten Staaten sind jetzt insgesamt 19 Diesellokomotiven im Betrieb bzw. in Auftrag gegeben und zwar alle mit elektrischer Kraftübertragung. Die Lokomotiven haben ein Dienstgewicht von 54 bis 130 t und weisen Leistungen auf von 300 bis 750 PS. Sie werden in der Hauptsache im Verschiebedienst verwendet; einige von ihnen sind schon seit Ende 1925 im Betrieb. Dabei konnten bemerkenswerte Vergleiche mit entsprechenden Dampflokomotiven angestellt werden. Beispielsweise hat der Vergleich zwischen einer diesel-elektrischen Verschiebelokomotive von 90 t Dienstgewicht und einer Dampflokomotive derselben Leistung, die in denselben Dienst eingeteilt waren und monatlich je 371 Stunden arbeiteten, folgendes Ergebnis gehabt:

Der Brennstoffverbrauch der Diesellokomotive betrug im Monatsdurchschnitt nur 12,9% von dem der Dampflokomotive die Löhne waren dieselben; die Ausgaben für die Betriebsunterhaltung waren um 61% geringer, diejenigen für die Schmierung um 24% höher. Die übrigen Ausgaben verschiedener Art stellten sich zusammen auf 50% denjenigen der Dampflokomotive.

In einem anderen Fall, wo eine Diesellokomotive und eine Dampflokomotive täglich je acht Stunden im Dienst standen, betrugen die Gesamtkosten für die Diesellokomotive nur zwei Drittel der Ausgaben für die Dampflokomotive; die Ersparnis hätte sich noch steigern lassen, wenn der Betrieb auf dem betreffenden Bahnhof eine längere Tagesarbeit zugelassen hätte.

Bei den vorstehenden Angaben aus amerikanischer Quelle muß man indessen berücksichtigen, daß die Zahl der leistungsfähigeren Versuchslokomotiven noch verhältnismäßig gering ist und ferner, daß zu einem brauchbaren Vergleich auch noch die Kosten für die Beschaffung der Lokomotiven und für ihre Unterhaltung in der Hauptwerkstätte mit herbeigezogen werden müssen, die das Bild vielleicht stark ändern können. Ferner fehlen Angaben über die Preise der Brennstoffe.

Die Quelle berichtet noch, daß die Diesellokomotive sich vor allem für den Verschiebedienst auf Werkgleisen mit scharfen Krümmungen sehr gut eigne; es hängt dies damit zusammen, daß die Diesellokomotive in Amerika bisher meist in der Form einer Drehgestell-Lokomotive — mit Drehgestellen zu zwei oder drei Achsen — gebaut wurde, während die Dampflokomotiven lange feste Achsstände aufweisen. R. D.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 26.)

*) Siehe auch Organ 1927, S. 53.

# Buchbesprechungen.

**Neuere Methoden zur Statik der Rahmentragwerke** von A. Straßner, Oberingenieur. Dritte, überarbeitete Auflage, Berlin 1925. Verlag von Wilhelm Ernst und Sohn. 1. Band, der durchlaufende Rahmen. Preis geheftet 9.— RM. 2. Band, der Bogen und das Brückengewölbe. Preis geheftet 12.— RM.

Die praktische Verwendbarkeit der Straßnerschen Lehrbücher, die wegen der Anschaulichkeit ihres ausschließlich auf geometrische Beziehungen sich stützenden Rechnungsverfahrens großen Anklang gefunden haben, ist durch folgerichtigere Gliederung und straffere Zusammenfassung des Stoffes noch verbessert worden. Den Ausgangspunkt der Betrachtungen bildet die Theorie des elastisch eingespannten Balkens, aus der schrittweise die des durchlaufenden Balkens auf elastischen Stützen sowie des durchlaufenden und mehrstöckigen Rahmens entwickelt werden. Durch geeignete Beispiele aus den Gebieten des Hoch- und Brückenbaues wird das Verständnis für die theoretischen Erörterungen gefördert. Zahlreiche Tabellen ermöglichen ohne zeitraubende Rechenarbeit die Berücksichtigung der veränderlichen Trägheitsmomente bei Balken mit geraden und parabolischen Eckverstärkungen. Im 2. Band, der sich mit den Bogentragwerken befaßt, sind hervorzuheben die zusammenfassende Darstellung der für das Entwerfen von Gewölben leitenden Gesichtspunkte, die Tafeln mit den Einflußordinaten der Biegemomente und der Bogenkraft für die gebräuchlichsten Pfeilverhältnisse und die Näherungsformeln zur Ermittlung von Gewölbeform und -Stärken, die eine Beurteilung der Kosten für wirtschaftliche Vergleiche und die endgültige Berechnung ungemein erleichtern.

Die beiden Veröffentlichungen verdienen weitgehende Beachtung. Schönberg.

**Meller, Karl, Oberingenieur. Einzelantrieb von Werkzeugmaschinen.** Ein Hilfsbuch für die gesamte Metall verarbeitende Industrie. Mit 212 Abbildungen und 20 Tabellen. VIII und 224 Seiten. Oktav. 1927. (S. Hirzel, Leipzig C 1.) Broschiert RM. 15.—, Ganzleinen RM. 18.—. (Aus der Serie „Elektrizität in industriellen Betrieben", herausgegeben von Professor Dr. Ing. E. h. W. Philippe.)

Das Buch bringt in den klar und übersichtlich unterteilten Abschnitten: 1. Grundlagen; 2. Elemente; 3. Ausgeführte Anlagen des elektrischen Einzelantriebes von Werkzeugmaschinen sehr beachtliche Ausführungen über Theorie, Versuchsergebnisse und zweckmäßige Ausführungen auf diesem Gebiete. Besonders eingehend ist die wirtschaftliche Seite behandelt. Es dienen hierzu zahlreiche Wirtschaftlichkeitsberechnungen mit Getriebeskizzen, Tabellen, Arbeitszeitangaben usw. Die Vorführung der in Betracht kommenden Formen der elektrischen Antriebsmaschinen mit Zubehör und deren Anbringung an den verschiedensten Werkzeugmaschinen vervollständigen das Werk. Das Buch ist ein hervorragendes Hilfsmittel für Betriebsleiter und Werkzeugmaschinenerzeuger, um sich rasch eingehendere Kenntnisse auf diesem Gebiet zu verschaffen. Der Verfasser kommt im allgemeinen zu dem Schluß, daß die Wirtschaftlichkeit mechanischer Werkstätten meist mit Hilfe einfacher Mittel und wenig Kapitalaufwand durch Einführung des elektrischen Einzelantriebs zu verbessern ist. K.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.


UNIV.
OF
MICH.

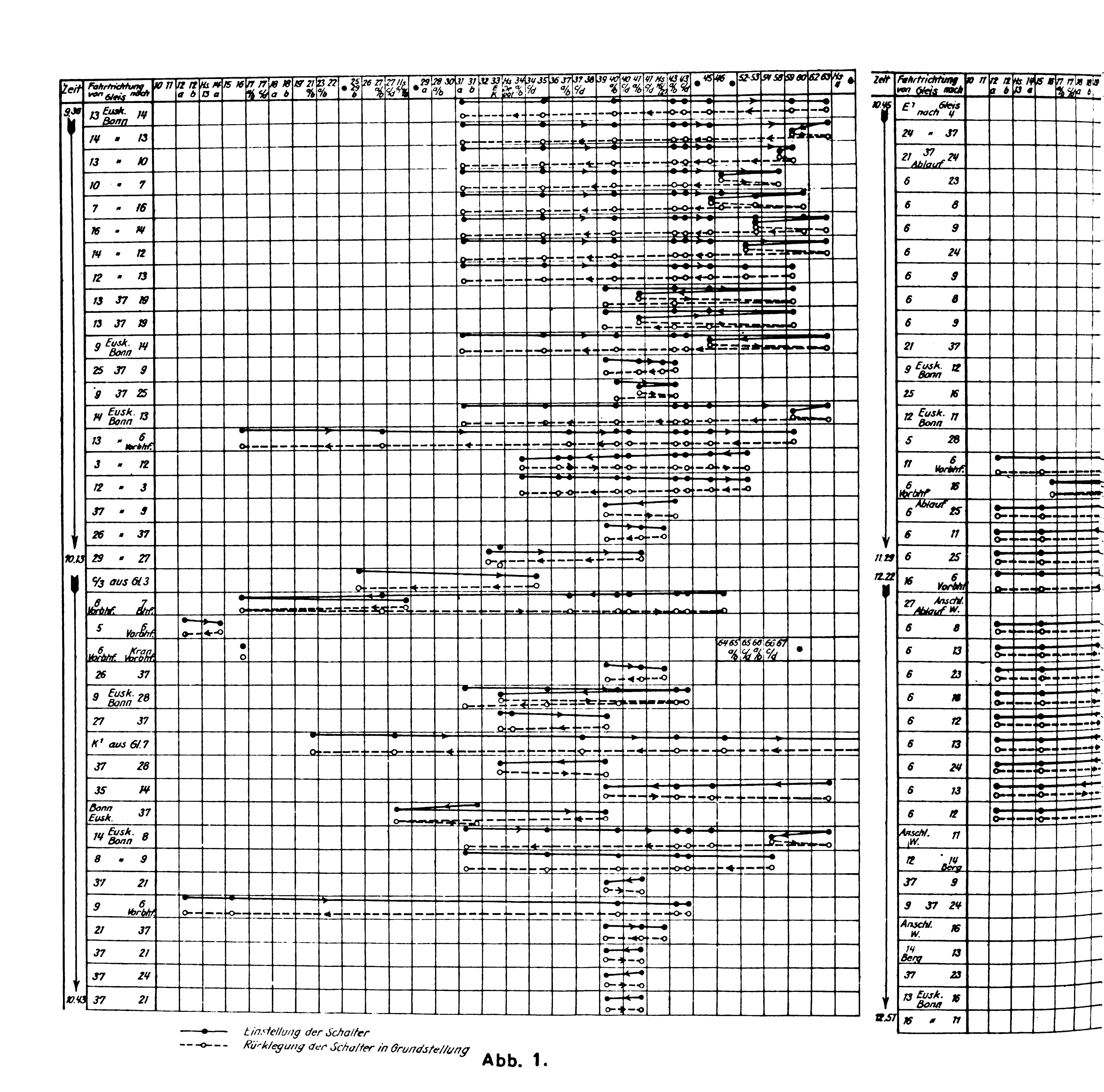



**Abb. 1.**

**Abb. 1 u. 2. Elektrisches Stellwerk II Bahnhof Bonn G. Reihenfolge der Weichen - und Haltsch**

**Abb. 2.**

...eiben - Schalter - Bedienungen am 21. 5. 1926.

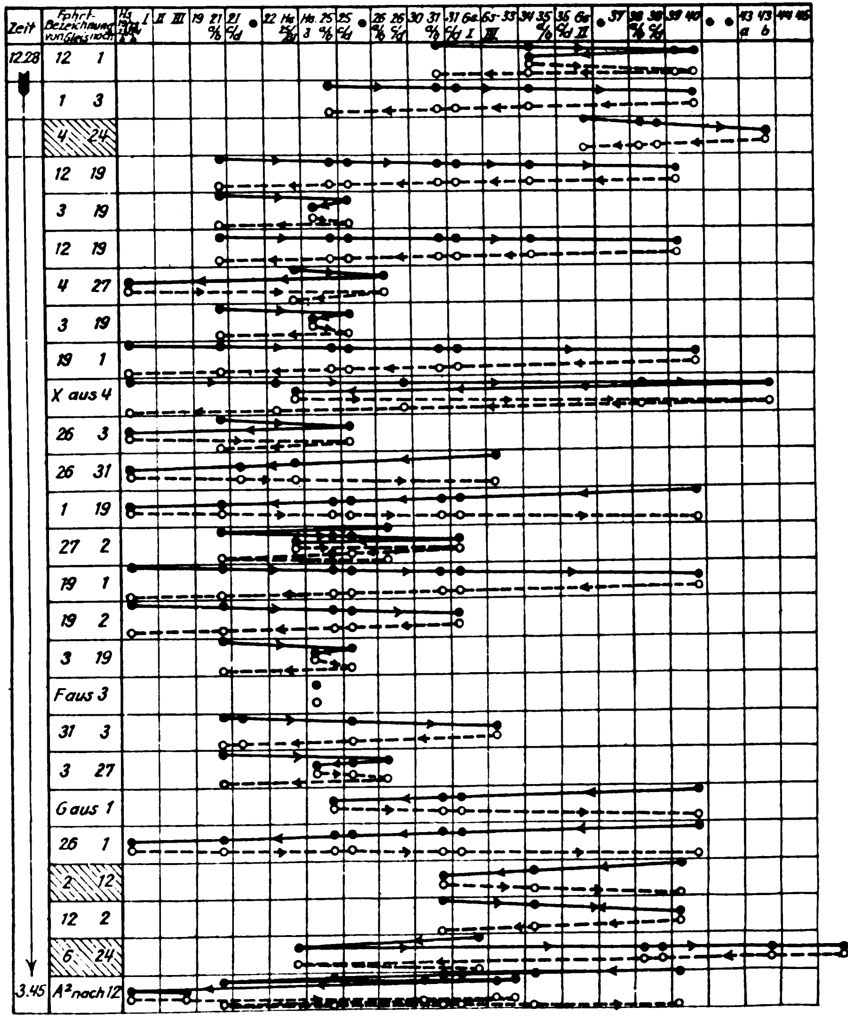
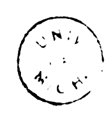
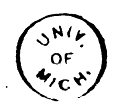


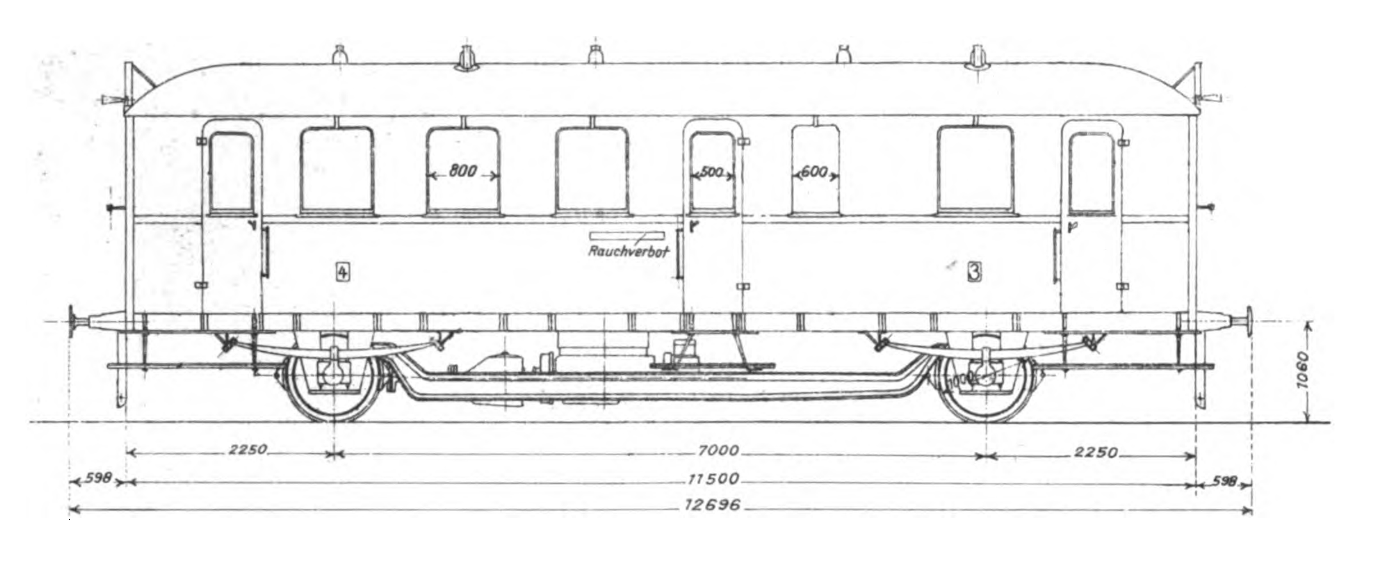
Abb. 3. Mechanisches Stellwerk Mt auf Bahnhof Koblenz A B. Reihenfolge für Weichen - und Haltscheiben - Schalter - Bedienungen am 15. 5. 1926.

**Zum Aufsatz: Arbeitswirtschaftliche Betrachtungen zur Einrichtung und Bedienung von Stellwerken.**




UNIV.
OF
MICH.


UNIV.
OF
MICH.



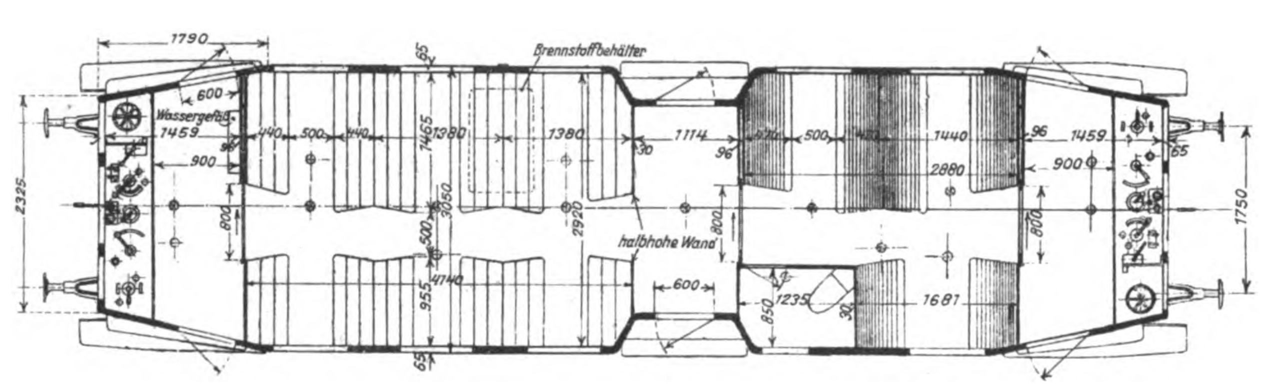
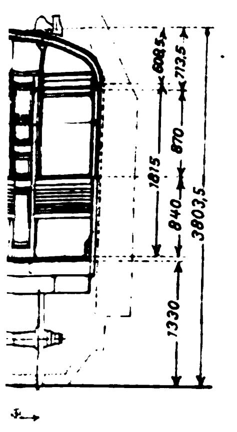




**Abb. 1. Ansicht des Dieseltriebwagens.**

**Abb. 2. Maschinengestellrahmen mit Motoraufhängung.**

# Zum Aufsatz:
# Eine neue Triebwagenbauart mit kompressorlosem Dieselmotor und ihre Versuchsergebnisse.



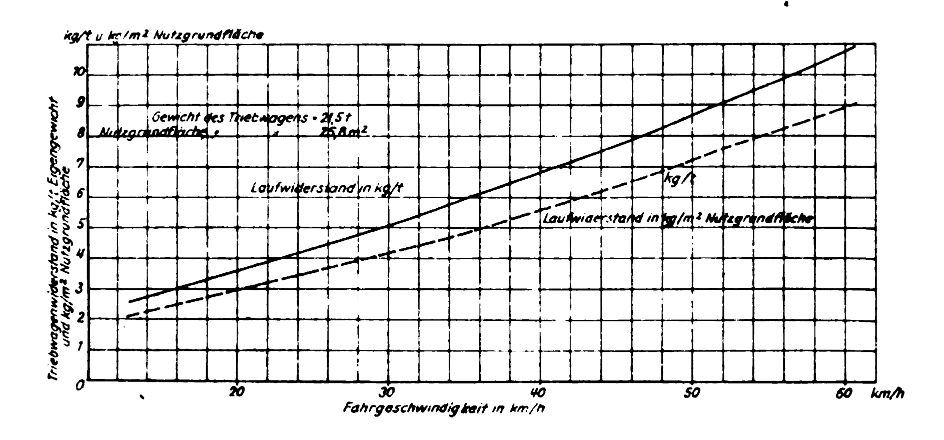



Abb. 5. Laufwiderstand des Dieseltriebwagens.

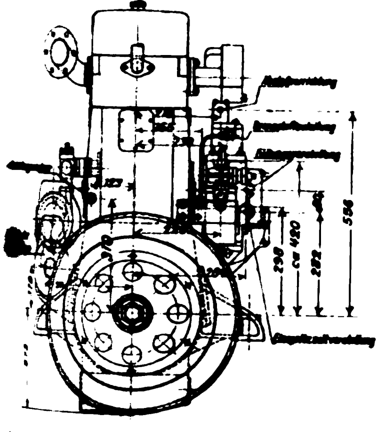


Abb. 3. Ansicht des Dieselmotors auf der Schwungradseite.

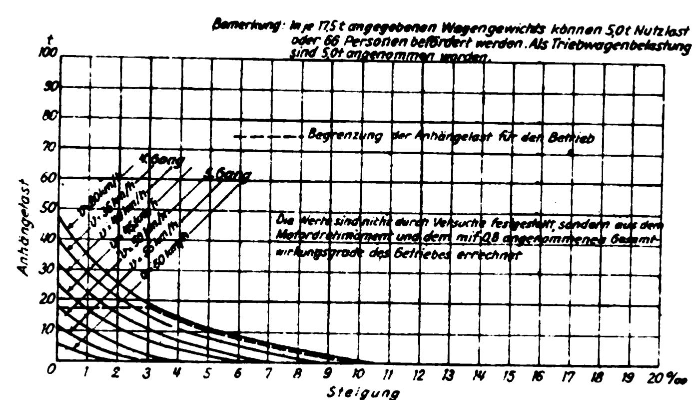



Abb. 6. s - V Schaulinien des Dieseltriebwagens.

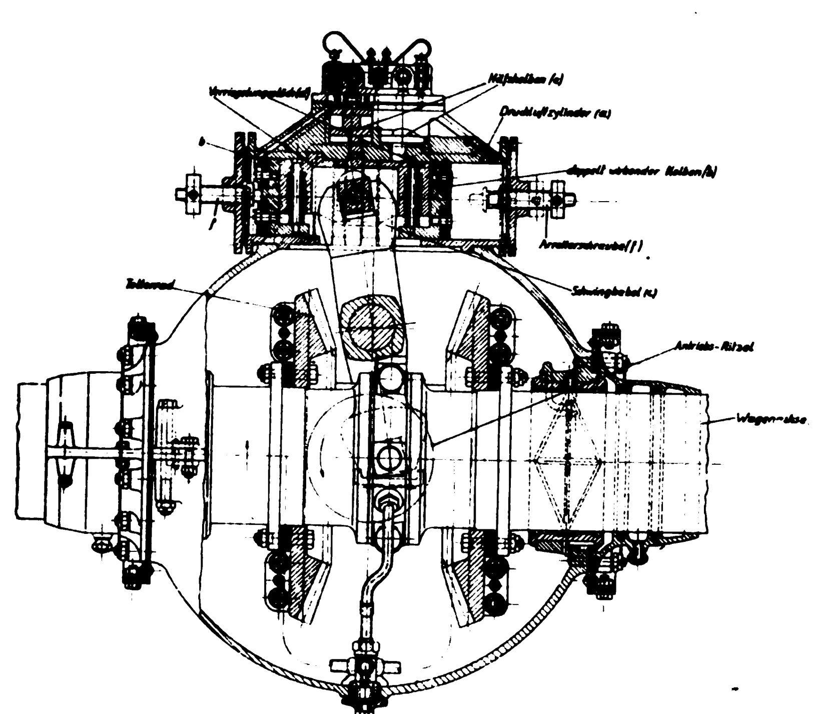


Abb. 4. Wendegetriebe (Achsenantrieb) und Steuerung.

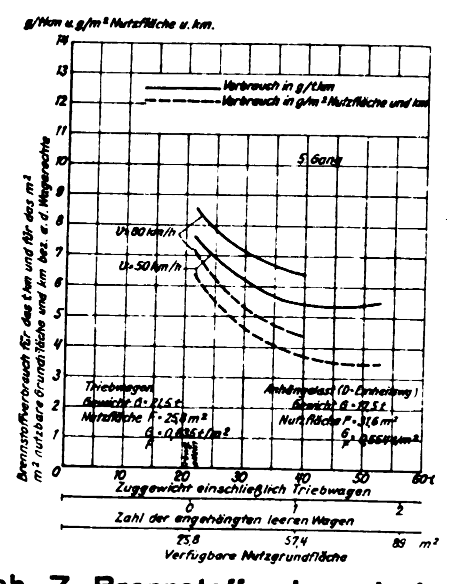



Abb. 7. Brennstoffverbrauch des Dieseltriebwagens in g/tkm. und g/m² Nutzfläche und km.



# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 1. April 1928 | Heft 7

## Die Kohlenstaublokomotive *).

Seit einigen Jahren arbeitet die Studiengesellschaft für den Bau von Kohlenstaublokomotiven, der die Lokomotivbaufirmen Borsig, Hanomag, Henschel, Krupp und Schwartzkopff, sowie die Kohlensyndikate angehören, an der Aufgabe, die Kohlenstaubfeuerung auf Lokomotiven anzuwenden. Ebenso hat die A. E. G. sich eingehend mit diesem Problem befaßt. Die Versuche wurden auf einem bei der Lokomotivfabrik Henschel & Sohn aufgebauten Versuchsstand seitens der Studiengesellschaft, auf einem eigenen Versuchsstand bei der A. E. G. angestellt und haben nun zu einem gewissen Abschluß geführt. Die erste mit Staubkohlenfeuerung ausgerüstete Lokomotive — eine Güterzuglokomotive der früheren Gattung G 8 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft — ist vor wenigen Monaten aus den Werkstätten der A. E. G. hervorgegangen und auf den Strecken der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in Probebetrieb genommen worden. Damit ist eine technisch und wirtschaftlich hochbedeutsame Frage des Dampflokomotivbetriebes einen wesentlichen Schritt vorwärts gebracht worden und es dürfte, nachdem in der nächsten Zeit noch eine Anzahl weiterer Lokomotiven in Dienst gestellt werden, im praktischen Betrieb wohl bald entschieden werden können, in welchem Umfang eine ausgedehntere Anwendung der Staubfeuerung im Lokomotivbetrieb (mit dem Ziele einer erheblichen Verbilligung der Zugförderungskosten eintreten kann.

Die mehrjährigen Versuche an ortsfesten Versuchsständen waren nicht einfach und führten erst nach vielfachen Änderungen und mannigfachem Probieren zum Ziel. Die Schwierigkeiten, die bei der Anwendung der Staubkohlenfeuerung auf Lokomotiven besonders groß sind und Fachleute der Feuerungstechnik zu einem skeptischen Urteil über den Erfolg kommen ließen, liegen vor allem darin, daß in der Lokomotivfeuerbüchse infolge ihrer geringen Abmessungen bei den gewöhnlichen Brennerbauarten die Zeit, in der ein Staubkohlenteilchen sich mit der vorhandenen Luft verbinden und verbrennen kann, außerordentlich kurz ist. In den Feuerräumen ortsfester Kessel werden etwa 150000 bis 180000 kcal. je m³ und Stunde entwickelt, während in der Lokomotivfeuerbüchse mit 1200000 bis 1800000 kcal zu rechnen ist. Dabei wirkt noch erschwerend, daß aus wirtschaftlichen Gründen der Mahlfeinheit des Kohlenstaubs eine Grenze gezogen ist. Je kleiner aber das einzelne Teilchen, eine um so größere Oberfläche bietet die Kohlenmenge der Luft, und um so rascher geht Zündung und Verbrennung vor sich. Es ist sowohl der Studiengesellschaft wie der A. E. G. gelungen, die Verbrennung dadurch ganz erheblich zu beschleunigen, daß das eintretende Staubluftgemisch in besonders geformten Düsen in eine große Anzahl von Teilstrahlen zerlegt wird, so daß eine gute Durchmischung von Brennstoff und Luft schon beim Austritt aus den Düsen gegeben ist. Aber auch im Verbrennungsraum selbst muß für innige Durchmischung und richtige Führung des Feuerstroms gesorgt werden.

Eine weitere Schwierigkeit bildet die Ablagerung der festen Rückstände. Sowohl die Beschaffenheit — ob flüssig, teigig oder fest — wie die Stelle, wo die Feuergase die festen unverbrennlichen Bestandteile ausscheiden, ist von Bedeutung. Im Aschenkasten bleibt nur ein geringer Anteil. Es wird angestrebt, daß die Rückstände ins Freie mitgerissen werden, oder, soweit sie an den Kesselwänden haften bleiben, wenigstens an der Feuerbüchsdecke und möglichst wenig beim Eintritt in die Rohre sich festsetzen, weil sie hier bald zu einer Beeinträchtigung des Betriebs führen. Entsprechende Führung des Heizgasstromes durch den Feuerschirm und die Abkühlung an den Wänden des Verbrennungsraumes sind darauf von Einfluß.

Ausgemauert wird sowohl bei der Ausführung der A. E. G. wie bei der von Henschel der Hauptsache nach nur der unterhalb der Feuerbüchse liegende Brennerraum. Die Feuerbüchswände sollen durch Strahlung möglichst viel Wärme aufnehmen, wodurch die Temperatur im Verbrennungsraum herabgezogen wird. Die Ausmauerung der Brennerkammer ist, abgesehen vom Schutz der in der Nähe befindlichen Bauteile, wie Rahmen, Achsen usw., nötig, um rasche Zündung durch hohe Temperatur und Rückstrahlung herbeizuführen.

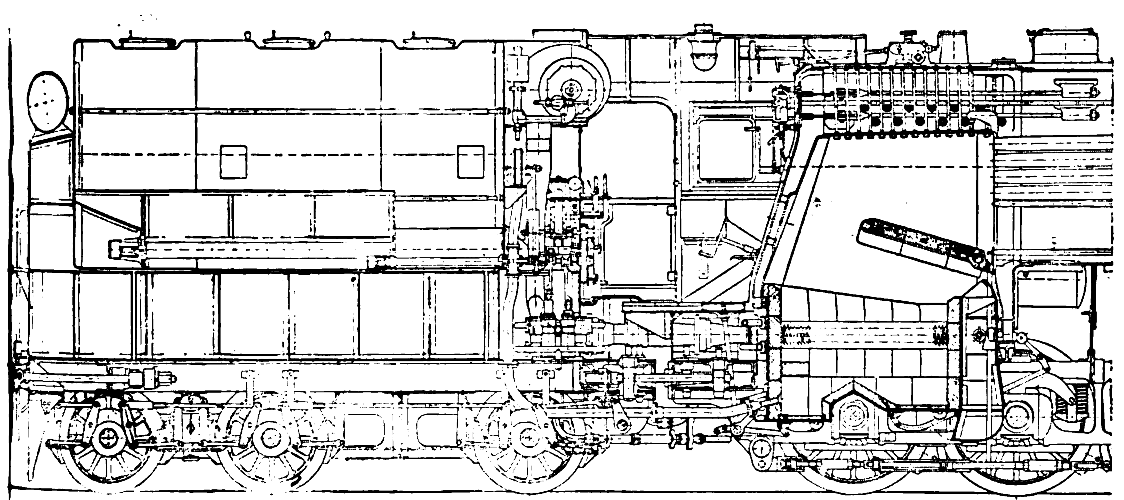
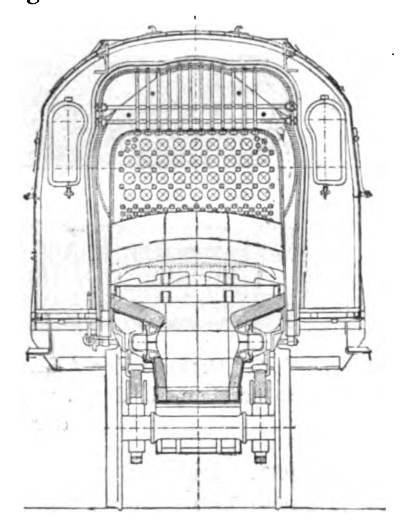



Abb. 1. Kohlenstaublokomotive der A. E. G. Feuerbüchse und Tender.

**Die A. E. G.-Kohlenstaublokomotive*).** (Abb. 1.)

Bei den A. E. G.-Lokomotiven wird das Kohlenstaubluftgemisch in zwei unter den Längsschenkeln des Boden-

*) Nach Unterlagen der Lokomotivbauanstalten.

*) Hierüber berichtete Direktor Kleinow der A. E. G. in einem Vortrag in der Deutschen Maschinentechn. Gesellschaft; siehe Glasers Annalen Heft 4 und 5.





rahmens der Feuerbüchse liegenden Kanälen, die sich nach vorne verjüngen, zugeführt. An den einander zugekehrten offenen Seiten sind Leitschaufeln angebracht (Abb. 2), durch die das Brennstoffgemisch in eine große Zahl schmaler Streifen zerlegt und umgelenkt wird, so daß sich die Strahlen von beiden Seiten in der Feuerbüchslängsmitte treffen und in stark wirbelnde Bewegung versetzen. Die Leitschaufeln werden durch einen Kühlkörper, der vor ihnen angeordnet ist, gekühlt. Dieser Kühler wird von einem Teil des Speisewassers aus dem Tender durchflossen, das von einer Pumpe gefördert wird und von den Kühlern in einen Sammeltopf gelangt, aus dem es die Speisevorrichtungen entnehmen. In das Kühlwasser geht nur ein sehr geringer Teil der Wärme über. Die A. E. G.-Lokomotive arbeitet mit Primär- und Sekundärluft. Nur ein Teil — etwa 40 % der benötigten Luftmenge — wird mit dem Kohlenstaub in die Düsen geführt, der übrige Teil wird in einem Schlitz, der zwischen vorderer Steinwand der Brennerkammer und der Rohrwand gebildet ist, in vorgewärmtem Zustand unter dem Feuerschirm zugeführt (Abb. 1). Die Primärluft wird von einem durch eine Dampfturbine von 7 PS Höchstleistung angetriebenen Bläser geliefert. Die Luftmenge, die natürlich der Verbrennung angepaßt werden muß, wird durch Drosselung des Frischdampfes an der Turbine verändert.

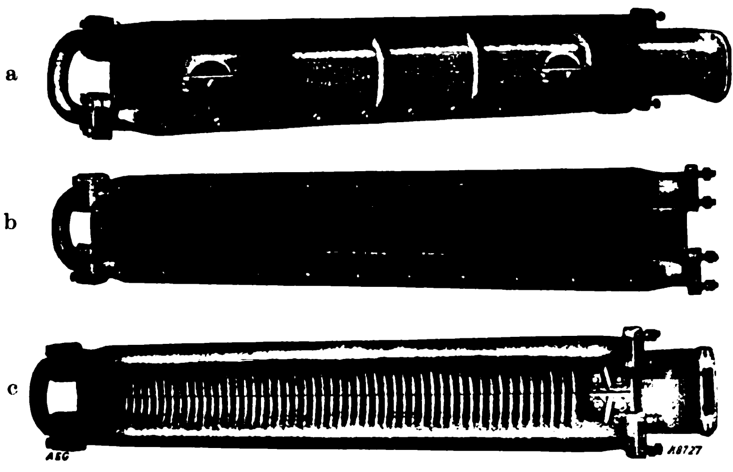



Abb. 2. Brenner der A. E. G.-Staubfeuerung. a von der Außenseite gesehen, b desgl. nach Abnahme der Luftkammer, c von der Feuerseite aus.

Der Tenderbehälter (Abb. 3), von zylindrischer Form, faßt bei 12 m³ Inhalt 6 bis 6,6 t Braunkohlen. Am Boden liegen auf die ganze Länge zwei Förderschnecken, die von einer einzylindrigen, mit Handkurbel anzuwerfenden stehenden Dampfmaschine von 1,5 PS angetrieben werden. Auch hier wird die Fördermenge durch die Umdrehungszahl beeinflußt.

Außer den Hauptbrennern ist noch ein Hilfsbrenner in der Rückwand der Feuerbüchse angeordnet, der eine eigene, in der Mitte liegende kürzere Förderschnecke hat, die ebenfalls von der Dampfmaschine getrieben wird. Die Primärluft für diesen Hilfsbrenner, der nur bei Leerlauf die Strahlungsverluste und den Bedarf der Luftpumpe zu decken hat, aber auch beim Ingangsetzen der anderen Brenner Verwendung findet, wird durch ein eigenes mit dem Schwungrad der Dampfmaschine durch Riemenantrieb verbundenes Gebläse geliefert. Turbogebläse und Dampfmaschine sind an der Vorderwand des Tenderbehälters angeordnet. Das Kohlenstaubluftgemisch wird vom Tender durch zwei Rohre von 160 mm Durchmesser zur Lokomotive geführt unter Verbindung durch Kugelgelenke und Ausgleichstopfbuchsen. Erwähnt sei noch die Abstreifeinrichtung für Entfernung der Flugasche, die vor den Rohren in der Feuerbüchse angeordnet ist.

Die Versuche auf dem ortsfesten Prüfstand der A. E. G hatten mit einer Leistung von nur 17 kg Dampf je m² Verdampfungs-Heizfläche und Stunde unter Verwendung gewöhnlicher Brenner begonnen. Durch die besondere Bauart der Brenner, Zuführung der vorgewärmten Sekundärluft, Verlängerung des Schirms usw. wurde die Leistung des ortsfesten Kessels schließlich unter Verwendung von Braunkohle auf 70 kg/m²h Heißdampf von 392° gesteigert, während bei Rostfeuerung von Lokomotiven der fraglichen Bauart im allgemeinen nur 60 kg erreicht werden. Der Kesselwirkungsgrad wurde dabei noch zu 67,5 % festgestellt, während er bei einer Kesselleistung von 30 kg/m²h 81 % betrug.

Bei den Probefahrten wurden bereits fahrplanmäßige Güterzüge befördert, und zwar anstandslos auch Mehrbelastungen von 30 % gegenüber der Regelbelastung von Lokomotiven der Gattung G 10. Bemerkenswert war die überaus einfache und sichere Anpassung der Feuerung an die Schwankungen des Dampfbedarfes. Der Übergang von Steinkohlenstaub zu Braunkohlenstaub und umgekehrt während der Fahrt ergab keinerlei Anstände.

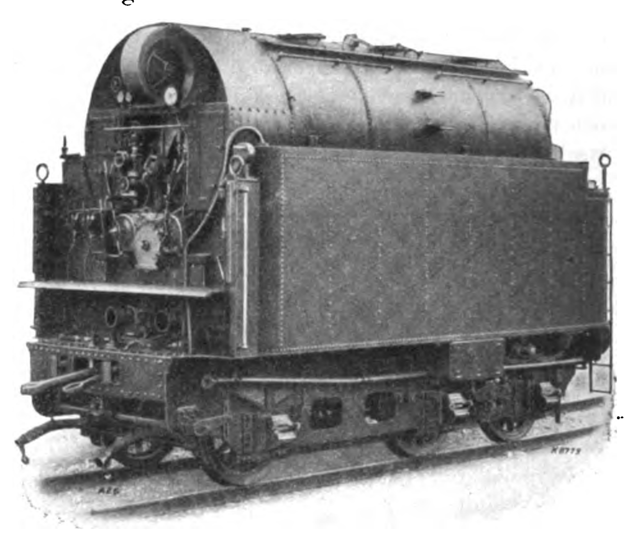


Abb. 3. Kohlenstaubtender der A. E. G.-Lokomotive.

**Die Kohlenstaubfeuerung von Henschel.** (Abb. 4).

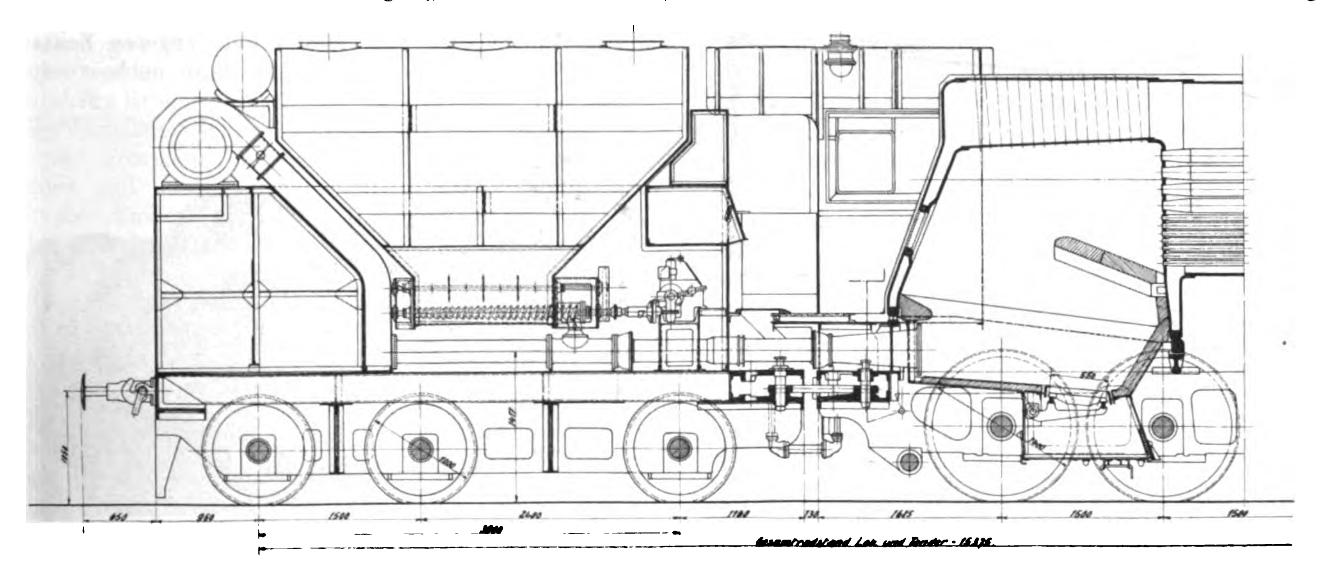
Bei dieser wird das Kohlenstaubluftgemisch an der Rückseite der Feuerbüchse durch einen oder zwei Brenner eingeführt, die nach ihrer Form als „Brausenbrenner" bezeichnet sind

Der Brausenbrenner (Abb. 5 u. 6) besteht im wesentlichen aus einem abgestumpften Hohlkegel, dessen vordere, größere Endfläche durch eine mit vielen kleinen, düsenförmigen Löchern versehene Platte abgeschlossen ist, während die andere, kleinere Fläche sich an eine Mischvorrichtung für das dort eintretende Kohlenstaubluftgemisch anschließt. Die Düsenplatte liegt etwa in der Wandfläche des Verbrennungsraumes, der eigentliche Brennerkörper außerhalb desselben. Hierdurch bleibt dieser im Betriebe kalt, während die der Strahlung der Flamme ausgesetzte Düsenplatte durch das Kohlenstaubluftgemisch gekühlt wird. Dies wird um so mehr erreicht, als durch die Brenner der größte Teil oder sogar die ganze zur Verbrennung notwendige Luft (mindestens 70%), die gleichzeitig als Trägerluft für den Kohlenstaub dient, in den Verbrennungsraum geführt wird. Durch die Unterteilung des Kohlenstaubluftgemisches in der Düsenplatte entstehen zahlreiche kurze Stichflammen, die sich zu einer kugeligen, bauschigen Flamme vereinigen und die Feuerbüchse vollkommen füllen, aber an keiner Stelle scharf oder stichflammenartig auf die Feuerbüchswände auftreffen, so daß von ihrer Ausmauerung abgesehen werden

konnte. Dies hat, wie schon oben erwähnt, den bedeutenden Vorteil, daß der größte Teil der bei der Verbrennung des Staubes entstehenden Wärme durch Strahlung an die Feuerbüchswände übergehen kann. Hiermit sinkt dann die mittlere Feuerbüchstemperatur und es wird das Volumen der erzeugten Heizgase kleiner. Das aber hat wieder die Folge, daß ein Kohlenstaubteilchen mit der Luftmenge längere Zeitdauer in der Feuerbüchse verweilen und vollständig ausbrennen kann. Das bedeutet eine Erhöhung der spezifischen Feuerbüchsbelastung, d. h. der stündlich in 1 m³ Feuerbüchsraum erzeugten Wärmemenge. Außerdem hat die Erniedrigung der Feuerbüchs-

war durchsichtig und schwach grau gefärbt. Schlacken und sonstige Aschenablagerungen traten nicht auf. Verwendet wurde wie bei den ersten Versuchen Braunkohlenstaub handelsüblicher Beschaffenheit von etwa 5000 WE/kg bei einer Mahlfeinheit von etwa 20% Rückstand auf das 4900-Maschensieb.

Infolge der vermehrten Luftzuführung durch den Brenner kann von einer besonderen Kühlung abgesehen werden, wie durch die Erfahrung bestätigt wurde. Die über die mit dem Kohlenstaub zugeführte Menge hinaus etwa noch nötige Luftmenge kann durch einen im Boden des Aschkastens angebrachten kleinen Hilfsrost eintreten. Für die an die Reichsbahn zu liefernden Lokomotiven ist wie oben ein Hilfsbrenner vorgesehen.



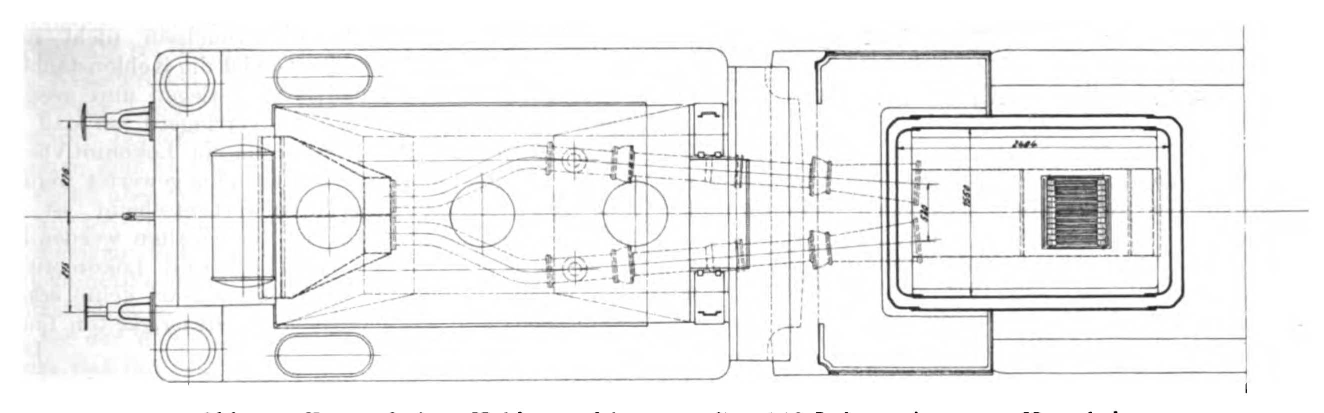


Abb. 4. Entwurf einer Kohlenstaubfeuerung für G 12 Lokomotiven von Henschel.

temperatur aber auch den Vorteil, daß die Schlacke bzw. Asche nicht flüssig zur Abscheidung kommt. Im Zündraum ist selbstverständlich auch hier eine Auskleidung mit feuerfesten Steinen vorhanden, da sie ja hier zur raschen Einleitung des Verbrennungsvorganges unentbehrlich ist.

Daß diese Überlegungen, die der herkömmlichen Anschauung z. T. widersprechen, tatsächlich richtig sind, beweisen die Ergebnisse der Versuche, bei denen in einer Versuchsanlage — d. h. im ortsfest aufgestellten Kessel der 58⁰ (G 12)-Lokomotive — die geforderte Kesselleistung nicht nur erreicht, sondern sogar erheblich überschritten wurde. Die spezifische Feuerbüchsbelastung konnte dabei zeitweise bis über 2,8 Millionen WE/m³-Std., die Heizflächenbelastung bis über **100 kg/m²-Std.** Dampf gesteigert werden. Das sind Leistungen, die noch an keiner anderen Stelle im Kohlenstaubbetrieb erreicht wurden. Der Wirkungsgrad betrug dabei immer noch 64%. Die Rauchgasanalyse ergab 13,5% $CO_2$ und 5% $CO + O_2$. Der dem Schornstein entströmende Rauch

Im übrigen wird der Kohlenstaub wie bei der A. E. G.-Feuerung durch Förderschnecken mit Dampfmaschinenantrieb, die Primärluft durch einen Ventilator mit Turbinenantrieb beigeschafft. Der Kohlenbehälter auf dem Tender ist hier trichterförmig ausgebildet und vom Wasserkasten umgeben. Das Gebläse ist auf dem hinteren Teil des Tenders angeordnet.

---

Die Vorteile der Kohlenstaublokomotive liegen vor allem darin, daß Torf und Braunkohle, also minderwertige Kohlen, verfeuert werden können. Erst in zweiter Linie kommt, daß die Brennstoffausnutzung besser ist als bei der Rostfeuerung, da mit weniger als der Hälfte des Luftüberschusses gearbeitet wird, dessen Erwärmung Verlust bedeutet. Die erforderliche Luftmenge beträgt im allgemeinen nur das 1,25fache der theoretischen, während sie bei Rostfeuerung bekanntlich das 1,5 bis 1,6fache ist. Beim G $8_2$-Kessel wurde eine Brennstoff-Ersparnis von 20% festgestellt. Die Anheizdauer ist geringer als die von rostgefeuerten Maschinen. Bei einem Versuch

wurde der volle Kesseldruck von 14 at nach 43 Min. erreicht. Bemerkenswert ist die leichte Regelung der Feuerung nach dem jeweiligen Dampfbedarf und der Fortfall der großen körperlichen Anforderungen, die die Rostbeschickung an den Heizer stellt. Die Feuerreinigungszeit ist auf ein Mindestmaß beschränkt, die Brennstoffverluste beim Ausschlacken fallen fort. Die ununterbrochene Fahrtdauer der Kohlenstaublokomotive ist lediglich durch das Fassungsvermögen des Kohlenbunkers und allenfalls durch das Zusetzen der Rohre begrenzt. Rauch wird nur bei höchster Beanspruchung, und dann nur in geringem Maße entwickelt. Funkenflug ist überhaupt nicht vorhanden.

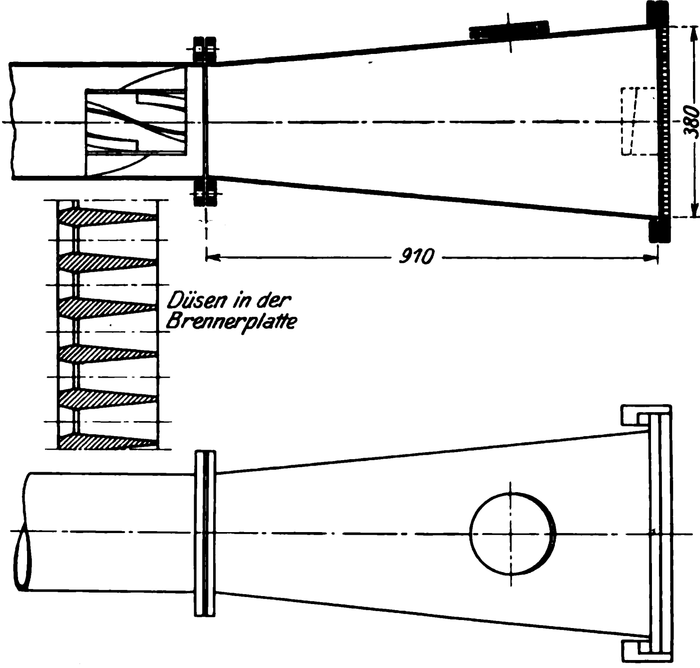



Abb. 5. Brenner-Anordnung.

Was die wirtschaftliche Seite anlangt, so ist wohl kein Zweifel, daß die Kosten des Umbaues von Lokomotiven mit Rostfeuerung in solche für Staubkohlenfeuerung sich schon in ganz kurzer Zeit bezahlt machen. Denn unter Berücksichtigung einerseits des geringeren Heizwertes der mitteldeutschen Braunkohle mit 5270 WE gegen 7200 WE der Ruhrkohle, andererseits der um etwa 10 bis 20% besseren Verbrennung bei der Staubfeuerung entspricht 1 t Steinkohlen etwa 1,1 t Braunkohlen. Erstere kostet aber an der Verwendungsstelle in Mitteldeutschland etwa 27 *ℛℳ*, letztere nur 13,5 *ℛℳ*/t, so daß sich eine erhebliche Ersparnis ergibt.

Zur Einführung der Braunkohlenstaubfeuerung gehört aber auch die Beschaffung von Kohlenstaubbeförderungswagen und von besonderen Bunkern an den Bekohlungsanlagen. Da sich der Kohlenstaub ferner nur in geringer Menge — in ein- bis zweitägigen Vorräten — lagern läßt, ist wohl kaum zu vermeiden, daß ein Vorrat für einen längeren Zeitraum in Form von Stückkohle gelagert wird, der dann bei Verwendung gemahlen werden muß. Es werden also auch Kohlenstaubmahlanlagen notwendig. — Unter Berücksichtigung dieser Ausgaben wird die Tilgung der Kapitalaufwendungen sich auf einen etwas längeren Zeitraum verteilen. Immerhin erscheint auch dann noch, vorausgesetzt,

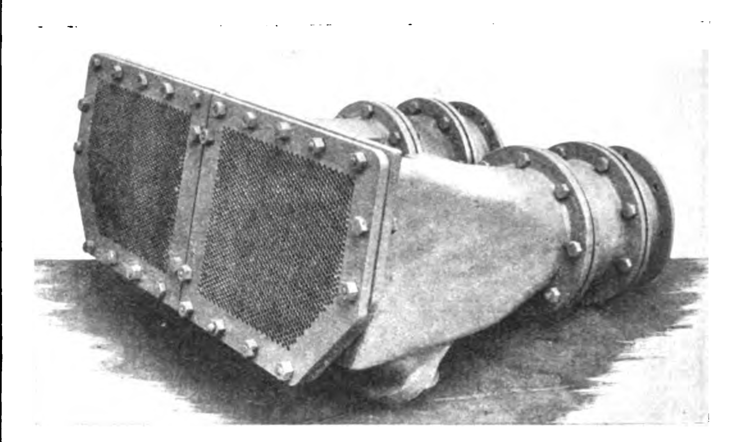


Abb. 6. Doppelbrausenbrenner zur Lokomotiv-Kohlenstaubfeuerung nach längerem Gebrauch.

daß die Lebensdauer der Feuerbüchsen nicht nachteilig beeinflußt wird, für ein großes Gebiet die Kohlenstaubfeuerung der Rostfeuerung wirtschaftlich überlegen und geeignet, die Brennstoffkasten wesentlich zu verringern, so daß das Gelingen der Kohlenstaubverfeuerung im Lokomotivbetrieb als ein hervorragendes technisches Ereignis gewertet werden muß. Was dabei besonders beachtenswert erscheint, ist, daß die bisherige Lokomotivfeuerbüchse beibehalten werden kann, so daß eine Änderung der vorhandenen Lokomotiven, also die Umstellung auf die neue Feuerungsart keine erheblichen technischen und wirtschaftlichen Schwierigkeiten findet.

Dr. Ue.

## Deutsche Garratt-Lokomotiven für Südafrika.

Hierzu Tafel 6 und 7.

In England und den ihm nahestehenden Ländern scheinen sich die Garratt-Lokomotiven neuerdings einer stetig wachsenden Beliebtheit zu erfreuen. Im wesentlichen sind diese Lokomotiven bisher in England gebaut worden; im letzten Jahre ist aber auch ein größerer Auftrag auf Garratt-Lokomotiven für die Südafrikanischen Eisenbahnen an eine Reihe deutscher Lokomotivfabriken vergeben worden. In England hat diese Vergebung großes Aufsehen verursacht; sie scheint ein Beweis zu sein für das Vertrauen, das man von seiten der Südafrikanischen Eisenbahnen dem deutschen Lokomotivbau entgegenbringt und das seinen Ursprung wohl in den guten Erfahrungen hat, welche diese Verwaltung mit den schon bisher in größerer Zahl gelieferten deutschen Lokomotiven gemacht hat. Die Lieferfristen für die genannten Lokomotiven waren durchweg sehr kurz; daß sie trotzdem eingehalten werden konnten, ist ein Beweis für die Leistungsfähigkeit der betreffenden Firmen hinsichtlich der Entwurfs- und Werkstattarbeit. Es ist dabei noch besonders zu berücksichtigen, daß im Gegensatz zu den in Frage kommenden englischen Fabriken die deutschen Werke keinerlei Erfahrung gerade in dem doch ganz besonders gearteten Entwurf und Bau von Garratt-Lokomotiven aufzuweisen hatten und damit vor einer völlig neuen Aufgabe standen.

Die Südafrikanischen Eisenbahnen, für welche die neuen Garratt-Lokomotiven bestimmt sind, wurden gleichzeitig mit der Südafrikanischen Union im Jahr 1910 durch Verschmelzung der früheren drei großen Staatsbahnen sowie einiger kleinerer Privatbahnen zu einem einheitlichen Bahnnetz ins Leben gerufen. Seit 1922 sind auch die Bahnen des früheren Deutsch-Südwestafrika angegliedert. Das 20000 km lange Bahnnetz hat in der Hauptsache die nach ihm benannte, sogenannte Kapspur von $3\frac{1}{2}'$ oder 1067 mm; ein Rest von 1500 km Länge hat die Spurweite von 2′ oder 610 mm. Der Verkehr auf diesem Netz ist sehr lebhaft. Im Rechnungsjahr 1926/27 wurden in Südafrika 80 Millionen Fahrgäste befördert, während der Güterverkehr in tkm fünfmal so stark war als im Mutterland England. Von Kapstadt liefen täglich 600 Züge aus, einschließ-

lich der Vorortzüge, von Johannesburg 250. Dieser starke Verkehr über verhältnismäßig große Entfernungen hat eine gewisse Ähnlichkeit mit demjenigen der nordamerikanischen Bahnen. Tatsächlich lehnen sich die Südafrikanischen Eisenbahnen auch in manchen Beziehungen an diese an. Großgüterwagen mit bis zu 50 t Tragfähigkeit sind schon seit längerer Zeit im Betrieb; neuerdings wird auch die amerikanische Mittelpufferkupplung eingeführt. Die Achsdrücke der Lokomotiven überschreiten bedeutend das sonst bei Kapspur übliche Maß; in den letzten Jahren sind für den schweren Schnellzugsdienst von Baldwin 2 C 1- und 2 D 1-Lokomotiven amerikanischer Bauart mit 18 t Achsdruck beschafft worden*), nachdem schon seit der Vorkriegszeit leichtere, z. T. auch in Deutschland gebaute Lokomotiven derselben Achsanordnung verwendet worden sind.

Südafrika ist eine Hochfläche von 1200 bis 1400 m Meereshöhe, die in steilen Terrassen von der Küste her aufsteigt. Von den Häfen kommend müssen die Bahnen diesen Höhenunterschied auf verhältnismäßig kurze Entfernungen überwinden; die Linien führen dabei durch Schluchten in anhaltenden Windungen mit Krümmungen bis zu 90 m Halbmesser und über Steigungen bis zu $33^0/_{00}$. Auf diese schwierigen Verhältnisse ist es zurückzuführen, daß die Gelenklokomotiven bei den Südafrikanischen Bahnen stark vertreten sind. An die Stelle der bis 1920 in großer Zahl beschafften Mallet-Lokomotiven sind jedoch seither die Garratt-Lokomotiven getreten.

Der Hauptgedanke der von dem Australier Garratt erdachten Bauart zielt darauf ab, dem Lokomotivkessel, der sonst in seiner Größenentwicklung auf der einen Seite durch die Räder, auf der anderen durch die Lichtraum-Umgrenzungslinie behindert ist, eine freiere Lage zu geben. Garratt hat daher den Kessel auf eine Brücke gelegt, welche zwei Treibeinheiten verbindet, die beide sozusagen Lokomotiven für sich bilden. Auf dieser Brücke findet der Kessel bedeutend mehr Platz als bei der üblichen Lage über den Rädern und es können Kesselgrößen entwickelt werden, die bei schmaler Spurweite für Leistungen ausreichen, welche die Leistungen regelspuriger Lokomotiven noch übertreffen. Die Garratt-Lokomotive kommt daher zunächst für Schmalspurbahnen in Frage; sie ist aber neuerdings auch schon für Regelspurbahnen gebaut worden**). Wo die gewünschte Leistung nicht mehr auf einem einzigen Rahmen untergebracht werden kann, eine Gelenklokomotive also ohnedies nicht zu vermeiden ist, scheint die Garratt-Lokomotive in ihren neueren Formen auch den Vorzug vor der Mallet-Lokomotive zu verdienen, vorausgesetzt allerdings, daß ihre sehr beträchtliche Längenentwicklung nicht hinderlich ist. Denn wenn auch im regelmäßigen Betrieb ein Drehen der Garratt-Lokomotive nicht erforderlich ist, so wird doch oft zur Einfahrt in die Lokomotivschuppen und in den Werkstätten eine Rücksichtnahme auf die Länge der Drehscheiben und Schiebebühnen sowie auf die zur Verfügung stehenden Hallenabmessungen und Hebezeuge nicht zu umgehen sein. Bei der Mallet-Lokomotive kann hier immer noch der Tender abgekuppelt werden. Andererseits sind aber die Laufeigenschaften der Garratt-Lokomotive wesentlich besser als bei der Mallet-Lokomotive, die bekanntlich für größere Geschwindigkeiten ungeeignet und deren Einstellung in Krümmungen mangelhaft ist. Der große Drehzapfen-Abstand und die freie Beweglichkeit beider Drehgestelle sichern der Garratt-Lokomotive einen Lauf ähnlich demjenigen der Drehgestellwagen. Die im folgenden beschriebenen Kapspur-Lokomotiven vermögen beispielsweise noch Krümmungen von 90 m Halbmesser anstandslos zu durchfahren. Weiter verspricht der einfache Stehkessel eine längere Lebensdauer als die vielfach gebogenen und eingezogenen Stehkessel unserer üblichen Lokomotiven und schließlich kann die Garratt-Lokomotive mit ihrem großen Gesamtradstand und dem sich daraus ergebenden verhältnismäßig geringen Metergewicht auch noch auf leichter gebauten Strecken verkehren.

Neben diesen Vorteilen hat die Garratt-Bauart aber auch gewisse Nachteile. Die große Länge wurde schon erwähnt. Weiter leidet sie wie alle Tenderlokomotiven an dem Übelstand, daß ihr Reibungsgewicht mit dem Abnehmen der Vorräte ebenfalls abnimmt. Ihr Langkessel scheint überdies um soviel zu kurz, wie er bei vielen anderen neuzeitlichen Lokomotiven, und im besonderen bei den Mallet-Lokomotiven, zu lang ist. Aus diesem Mangel, der mit dem Grundgedanken der Bauart eng verknüpft ist und sich daher sehr schwer abstellen läßt — sofern man die Lokomotive nicht noch länger bauen will —, dürfte sich eine unerwünschte Verschlechterung des Kesselwirkungsgrades ergeben. Es sei in diesem Zusammenhang nur auf die Ergebnisse mit dem Kessel der deutschen $G\,8^2$- und $G\,8^3$-Lokomotive hingewiesen (Reihe $56^{20-30}$ und $56^1$).

Für das Verhalten der Garratt-Lokomotive im Betrieb im Vergleich zur Mallet-Lokomotive ist ein Bericht der Südafrikanischen Eisenbahnen bemerkenswert*). Danach haben diese jahrelange Vergleichsversuche zwischen einer 1 C + C 1 Mallet-Lokomotive mit 108 t Reibungsgewicht und 357 $m^2$ Gesamtheizfläche und einer Garratt-Lokomotive mit demselben Reibungsgewicht und einer gesamten Heizfläche von nur 287 $m^2$ vorgenommen. Die Rostfläche war bei beiden Lokomotiven ziemlich gleich. Es handelte sich darum, festzustellen, welche größte Last bei Entwicklung der größten Zylinderzugkraft in langsamer Fahrt (bei 10 bis 20 km/h) jede der beiden Lokomotiven befördern konnte. Die Garratt-Lokomotive schleppte durchweg schwerere Züge, dazu noch mit größerer Geschwindigkeit; ihre Leistungen waren um 20 bis 30% höher als diejenigen der Mallet-Lokomotive. Das Ergebnis dieser Versuche hat die Südafrikanischen Eisenbahnen zur vermehrten Beschaffung von Garratt-Lokomotiven veranlaßt. Ähnliche Ergebnisse hatten Vergleichsversuche, die im Jahr 1924 bei den Eisenbahnen von Birma vorgenommen wurden.

Sämtliche Lokomotiven, die im folgenden beschrieben werden, sind von den betreffenden Baufirmen unter Aufsicht der Überwachungsbeamten der Bahn entworfen worden. Merkwürdigerweise ist aber beim Vergleich der sechs verschiedenen Lokomotivtypen von einer Normung oder ähnlichen Bestrebungen, auf die man sonst im Lokomotivbau neuerdings fast überall Wert legt, nicht viel zu bemerken, obwohl es doch naheliegend und sicherlich auch möglich gewesen wäre, zum mindesten gewisse Teile einheitlich und austauschbar durchzubilden. So sind beispielsweise die Kesseldurchmesser bei sämtlichen Lokomotiven — soweit die Angaben in der weiter unten stehenden Übersicht zusammengestellt sind — verschieden. Dasselbe gilt von den Treibraddurchmessern der sämtlichen sechs Typen und bei den Laufrädern wäre eine Zusammenlegung der beiden Maße 724 und 762 mm bei den Kapspur-Lokomotiven eigentlich selbstverständlich gewesen. Immerhin sind gewisse Zusammenhänge nicht ganz zu verkennen. So sind gleichmäßig bei sämtlichen Lokomotiven die verbindende Brücke als Blechrahmen, die Rahmen der Drehgestelle als Barrenrahmen und, mit Ausnahme der Schmalspurlokomotive für 2′ Spur, als Innenrahmen ausgebildet. Die Tragfedern der Kuppelachsen liegen durchweg über den Achslagern. Sie sind nach amerikanischem Vorbild nicht nachstellbar aufgehängt und durch Ausgleichhebel verbunden. Die Kessel sind bei sämtlichen Lokomotiven an der Rauchkammer fest mit den Hauptrahmen verschraubt; sie haben Schmidtschen Großrohrüberhitzer und Stahl-Feuerbüchsen

*) Organ 1926, S. 174.
**) Organ 1926, S. 512.

*) Hanomag-Nachr. 1927, S. 161.



und — teilweise bewegliche — Stehbolzen aus demselben Werkstoff. Die Stangen einschließlich der Treibstangen haben durchweg ausgebuchste, nicht nachstellbare Lager, die Gegenkurbeln sind überall nach amerikanischem Vorgang mit Vierkant aufgesetzt und die Kreuzköpfe in Anlehnung an das preußische Muster nachstellbar ausgeführt. Weiter haben sämtliche Lokomotiven Heusinger-Steuerung mit Dampfumsteuerung, Kolbenstangen ohne vordere Verlängerung, Mittelpufferkupplung — die Kapspur-Lokomotiven in amerikanischer Ausführung — und Dampfbremse, die mit der für den Zug vorgesehenen Luftsaugebremse zusammenarbeitet. Das hintere Treibgestell kann außerdem noch von Hand gebremst werden. Zur Schmierung der Zylinder und Kolbenschieber dienen Detroit-Sichtöler, für die Gelenke und Stopfbuchsen der Dampfleitungen Ölpumpen verschiedener Bauart und für die Stangenlager z. T. Franklin-Fettbuchsen. Schließlich haben noch alle Lokomotiven Lambert-Dampfsandstreuer und elektrische Beleuchtung mit Turbodynamo. Sämtliche Lokomotiven sind nach englischem Maßsystem gebaut.

Die kleinste der in Frage stehenden Lokomotiven ist eine 1C1+1C1-h4 Lokomotive für 610 mm Spurweite, Klasse NG/G, die in drei Stücken von der Hanomag gebaut wurde*) (Textabb. 1). Sie ist für den Dienst in Natal bestimmt und

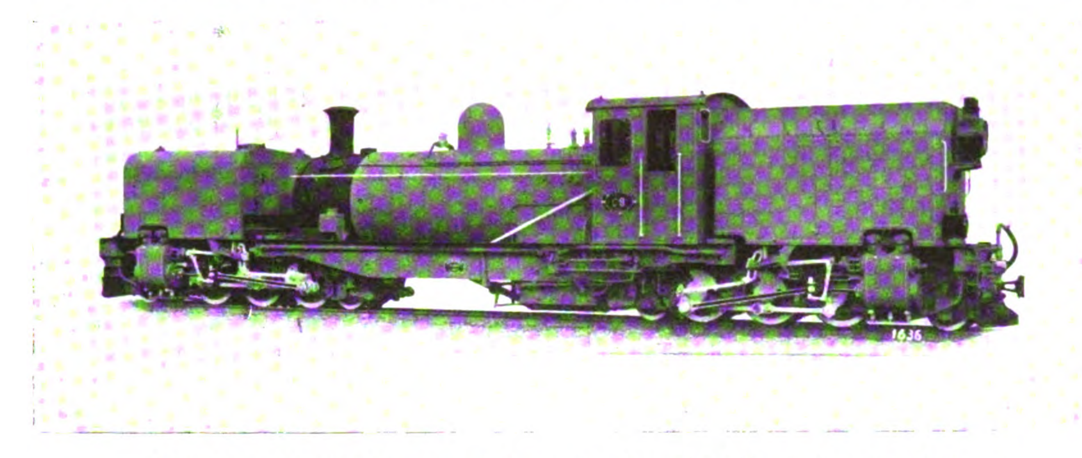


Abb. 1. 1C1+1C1 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen. Gebaut von der Hanomag.

besonders bemerkenswert weil sie die schwerste für die genannte Spurweite bisher überhaupt gebaute Lokomotive vorstellt. Ihre Hauptabmessungen sind ebenso wie diejenigen der übrigen Bauarten in der Übersicht auf Seite 125 zusammengestellt. Die Anordnung von Innenrahmen hätte bei der kleinen Spurweite Schwierigkeiten gemacht. Daher hat die Lokomotive, wie schon erwähnt, als einzige Außenrahmen und Hall'sche Aufsteckkurbeln erhalten. Bei jedem der im wesentlichen gleichen Drehgestelle ist die dritte Kuppelachse Treibachse, die äußeren Laufräder sind in Bisselgestellen, die gegen die Lokomotivmitte gelegenen nach Gölsdorf parallel verschiebbar gelagert. Die drei Kuppelachsen sind fest. Die Lokomotiven vermögen mit dieser Anordnung Krümmungen bis herab zu 50 m Halbmesser zu durchfahren. Der Hauptrahmen trägt nur den Kessel und Führerstand. Die Behälter für den Wasservorrat sind auf das vordere und hintere Drehgestell unmittelbar aufgesetzt; der hintere Behälter dient zugleich zur Aufnahme des Kohlenvorrates. Der Rost ist als Kipp- und Schüttelrost ausgebildet.

Die zweite von der Hanomag in 37 Stücken gebaute Type ist eine 2C1+1C2-h4 Kapspur-Lokomotive, Klasse GF. Die ausgezeichneten Erfahrungen, welche die Südafrikanischen Eisenbahnen mit der Verwendung von Garratt-Lokomotiven für höhere Geschwindigkeiten gemacht haben, führten zur erstmaligen Anwendung dieser Achsanordnung bei Gelenklokomotiven. Wie bei der ersten von der Firma gebauten Lokomotive sind auch hier die Vorratsbehälter unmittelbar auf die Drehgestelle aufgesetzt. Die zweite Kuppelachse ist Treibachse; die äußeren Laufräder sind in Drehgestellen mit Pendelwiege eingebaut, die inneren Laufräder wieder parallel verschiebbar gelagert. Die Rostfläche von 4,1 m² läßt sich noch von Hand beschicken. Die Lokomotive ist mit rund 13 t mittlerem Treibachsdruck für die mittelschweren Strecken des Bahnnetzes gebaut, während die weiter unten beschriebene Lokomotive von Maffei mit derselben Achsanordnung, aber einem Treibachsdruck von ungefähr 18 t für die Strecken mit schwerstem Oberbau bestimmt ist.

Für den Güterzugdienst auf den mittelschweren Kapspur-Strecken bestimmt ist die 1D1+1D1-h4 Lokomotive, Klasse HF, von der zehn Stück von Henschel und Sohn gebaut wurden. Die Lokomotive ist auf Tafel 6 dargestellt. Sie weicht insofern von den Hanomag-Lokomotiven ab, als bei ihr der Hauptrahmen über die ganze Lokomotivlänge durchgeführt ist und demzufolge nicht nur den Kessel und das Führerhaus, sondern auch an seinen Enden die beiden Wasserkästen bzw. den Kohlenvorrat trägt. Die beiden Wasserkästen sind miteinander durch ein Rohr verbunden, das an der rechten Seite des Rahmens entlangläuft. Der Hauptrahmen besteht aus zwei mit starken Winkeleisen besetzten Blechplatten, die durch Querverbindungen versteift sind; zwei dieser Querverbindungen tragen Lager und Drehzapfen, mit welchen der Hauptrahmen je zwischen der zweiten und dritten Kuppelachse auf den Drehgestellen aufliegt. Es sei hier bemerkt, daß man in England diese Bauart mit durchgehendem Hauptrahmen nicht als Garratt-, sondern als abgeänderte Fairlie-Type bezeichnet. Bei der eigentlichen Fairlie-Bauart sind jedoch die Drehgestelle näher zusammengerückt. Als wesentliches Merkmal besitzt die Fairlie-Lokomotive außerdem einen Doppelkessel mit zwei Feuerbüchsen in der Mitte, jedoch mit gemeinsamem Wasser- und Dampfraum. Es scheint daher die Verwandtschaft der vorliegenden Lokomotive mit der Garratt-Bauart größer als mit der Fairlie-Lokomotive und somit auch ihre Bezeichnung als Garratt-Lokomotive eher gerechtfertigt.

Der Kessel besitzt die übliche Bauart; der Stehkessel hat schräge Hinterwand und runde Decke, ebenso die Feuerbüchse. Die Stehbolzen in der gefährlichen Zone sind als Gelenk-Stehbolzen ausgebildet. In der Feuerbüchse liegen vier Wasserrohre, die gleichzeitig das Feuergewölbe tragen. Der Frischdampf wird durch isolierte, über den Achsen liegende Rohre nach den beiden Drehgestellen geleitet; dabei ist Vorsorge getroffen, daß die Dampfleitung zu jedem Drehgestell abgesperrt werden kann. Da die beiden Drehgestelle einen ziemlich großen Ausschlag haben, so mußten sowohl die Frischdampf- wie auch die Abdampfleitungen Kugelgelenke und Stopfbuchsen erhalten, die auch eine Ausdehnung der Rohre durch die Dampfwärme zulassen. Der Abdampf von den Zylindern des vorderen Gestelles wird auf dem kürzesten Weg durch ein unter den Kuppelachsen durchlaufendes Rohr von unten her nach der Rauchkammer und in das Blasrohr geleitet; der Abdampf der Zylinder des hinteren Gestelles wird zunächst außerhalb des Hauptrahmens auf dessen linker Seite geführt

*) Hanomag-Nachr. 1927, Heft 167/170.

Zusammenstellung
der Hauptabmessungen der in Deutschland gebauten Garratt-Lokomotiven der Südafrikanischen Eisenbahnen.

| Lieferfirma | Hanomag | Hanomag | Henschel | Maffei | Maffei | Krupp | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Bauart der Lokomotiven | 1C1+1C1-h4 | 2C1+1C2-h4 | 1D1+1D1-h4 | 1C1+1C1-h4 | 2C1+1C2-h4 | 1C1+1C1-h4 | |
| Spurweite | 610 | 1067 | 1067 | 1067 | 1067 | 1067 | mm |
| Anzahl der gelieferten Lok. | 3 | 37 | 10 | 10 | 2 | . | Stck. |
| Kesselüberdruck | 12,6 | 13,0 | 12,65 | 12,6 | 12,6 | 12,65 | at |
| Zylinderdurchmesser | 4×305 | 4×406 | 4×457 | 4×470 | 4×495 | 4×356 | mm |
| Kolbenhub | 406 | 660 | 610 | 660 | 660 | 584 | „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 1660 | 2360 | 2413 | 2457 | 2515 | . | „ |
| Größter Kesseldurchmesser | . | . | 1841[1]) | 1892[1]) | 2146[1]) | 1638[2]) | „ |
| Heizrohre: Anzahl | . | . | 169 | 170 | 195 | 144 | Stck. |
| „ : Durchmesser | . | . | 45 | . | . | 51 | mm |
| Rauchrohre: Anzahl | . | . | 34 | 30 | 43 | 24 | Stck. |
| „ : Durchmesser | . | . | 130 | . | . | 140 | mm |
| Rohrlänge | 2835 | 3570 | 4572 | 5499 | 4165 | . | „ |
| Heizfläche der Feuerbüchse samt Wasserrohren | 7,6[3]) | 18,5[3]) | 16,0 | 20,7 | 22,42 | 14,9 | m² |
| Heizfläche der Rohre | 77,9[3]) | 190,0[3]) | 176,0 | 216,1 | 200,36 | 115,5 | „ |
| „ des Überhitzers | 14,0 | 43,0 | 67,5 | 70,0 | 76,55 | 27,0 | „ |
| „ — im ganzen — H | 99,5[3]) | 251,5[3]) | 259,5 | 306,8 | 299,33 | 157,4 | „ |
| Rostfläche R | 1,8 | 4,1 | 4,93 | 5,5 | 5,52 | 3,16 | „ |
| Durchmesser der Treibräder | 838 | 1371 | 1156 | 1219 | 1523 | 1086 | mm |
| „ „ Laufräder, vorn und hinten | 530 | 762 | 724 | 762 | 762 | 724 | „ |
| Fester Achsstand jedes Drehgestells (Kuppelachsen) | 1905 | 2900 | 3885 | 2743 | 3276 | 2439 | „ |
| Ganzer Achsstand jedes Drehgestells | 4000 | 5950 | 6972 | 5993 | 7671 | . | „ |
| Ganzer Achsstand der Lok. | 13000 | 21260 | 21285 | 20395 | 23342 | 17272 | „ |
| Abstand der Drehzapfen | . | . | 12827 | 11912 | 12052 | . | „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 42,0 | 79,0 | 106,0 | 112,0 | 112,0 | 65,1 | t |
| Durchschnittliche Belastung der Kuppelachsen | 7,0 | 13,15 | 13,25 | 18,6 | 18,6 | 10,8 | „ |
| Dienstgewicht G | 62,5 | 140,0 | 154,9 | 167,0 | 187,5 | 103,2 | „ |
| Leergewicht | . | . | 115,8 | 121,0 | 137,7 | 78,4 | „ |
| Vorrat an Wasser | 8,1 | 18,1 | 20,9 | 24,0 | 27,3 | 13,6 | m³ |
| „ „ Brennstoff (Kohle) | 4,0 | 10,0 | 11,5 | 14,0 | 13,5 | 5,1 | t |
| Ganze Länge über Puffer | . | . | 23641 | 22758 | 25910 | . | mm |
| Größte Breite | . | . | 3090 | 3022 | 3028 | . | „ |
| „ Höhe | . | . | 3950 | 3947 | 3947 | . | „ |
| Metergewicht | . | . | 6,55 | 7,35 | 7,2 | . | t/m |
| Größte Geschwindigkeit | 40 | 80 | . | . | 75 | . | km/h |
| H : R | 55 | 62 | 53 | 56 | 54 | 50 | |
| H : G | 1,6 | 1,8 | 1,7 | 1,8 | 1,6 | 1,5 | m²/t |
| H : $G_1$ | 2,35 | 3,2 | 2,4 | 2,7 | 2,7 | 2,4 | „ |

[1]) Innen. — [2]) Außen. — [3]) Wasserberührt.

und tritt dann neben der Rauchkammer wieder zwischen den Rahmen und von da in das Blasrohr, und zwar so, daß dieses zwei getrennte Ausblaseöffnungen hat, eine kreisförmige, innere, und um diese herum eine ringförmige, äußere. Die Zylinder haben Kolbenschieber mit innerer Einströmung; jeder Zylinder trägt zwei getrennte Druckausgleichventile der Sonderbauart der Südafrikanischen Eisenbahn, außerdem ist auf dem Überhitzerkasten noch ein großes Luftsaugeventil vorgesehen. Die Heusinger-Steuerung gibt Füllungen bis zu 80%. Die beiden Drehgestelle sind fast vollkommen gleich und können nach Vornahme einer geringen Änderung der Dampfrohrführung gegeneinander vertauscht werden. Die vier gekuppelten Achsen sind fest im Rahmen gelagert. Die äußeren Laufachsen sind in Bisselgestellen geführt und haben außerdem noch 19 mm Seitenspiel in den Lagern. Die inneren Laufachsen sind im Drehgestellrahmen seitlich ebenfalls um je 19 mm verschiebbar. Die Achsen jedes Drehgestelles sind in zwei Gruppen — die erste und zweite und die dritte bis sechste — durch Ausgleichhebel verbunden. Starke seitliche Ausschläge der Drehgestelle gegen den Hauptrahmen werden durch Spiralfedern gedämpft; ebenso ist eine Begrenzung der senkrechten Ausschläge für jedes Drehgestell vorgesehen.

Von der Ausrüstung der Lokomotive ist die Heizrohrausblasevorrichtung Parry zu erwähnen, durch welche jederzeit während der Fahrt und ohne Öffnen der Feuertüre die Heizrohre ausgeblasen werden können.

Die Firma Maffei, München, hat zwei Typen gebaut, nämlich zehn Stück mit der Achsanordnung 1C1+1C1, Klasse U, die im Sommer 1927 zur Ablieferung kamen, und zwei Stück mit der Achsanordnung 2C1+1C2, Klasse GH. Beide Lokomotiven sind für die sehr kurvenreiche Strecke von Kapstadt nach Pietermaritzburg bestimmt, die eine

anhaltende, längere Steigung von 15,5 °/₀₀ aufweist, und zwar soll die U-Klasse die Beförderung von Güterzügen, die GH-Klasse den Personen- und Schnellzugdienst übernehmen. Diese von Maffei gebauten beiden Typen sind die größten und schwersten aller für die Südafrikanischen Eisenbahnen gelieferten Lokomotiven und werden auch als Garratt-Lokomotiven nur von der 1D1+1D1 Lokomotive der Nitrate Railway in Chile*) übertroffen. Textabb. 2 und Taf. 7 zeigen die 2C1+1C2 Lokomotive, Klasse GH.

ähnliches vermeidet, daß sie aber trotzdem, soweit möglich, vermieden werden sollte, weil sie im Hinblick auf die Einstellung der Lokomotive in Krümmungen doch auch wieder eine unerwünschte Einschränkung der Breitenmaße an den Lokomotivenden mit sich bringt. Diese Lokomotivbauart, Garratt-Union genannt, ist der Firma Maffei und der englischen Firma Beyer, Peacock & Co., Manchester, gemeinsam geschützt.

Der Hauptrahmen der Maffeischen Lokomotiven ruht in drei Punkten auf den Drehgestellen. Das hintere Ende liegt

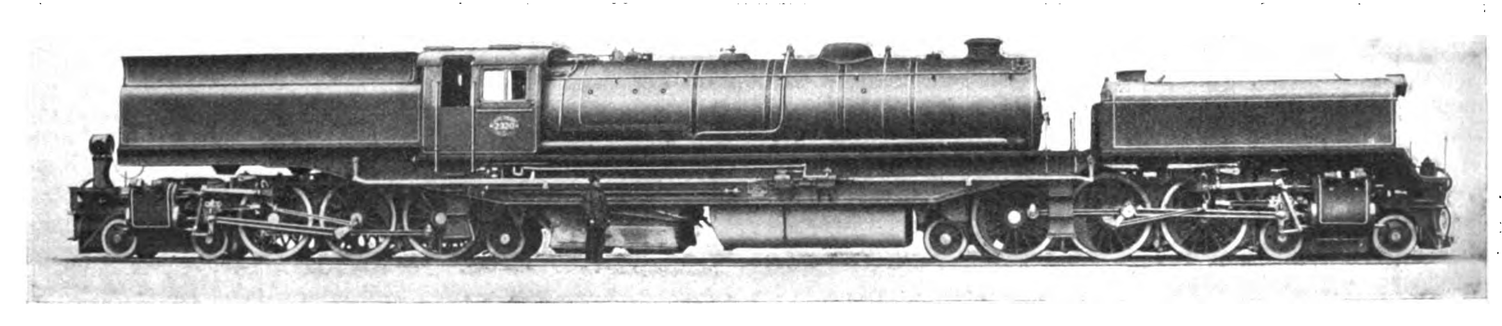


Abb. 2. 2C1+1C2-h4 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen. Gebaut von Maffei, München.

Bei den außerordentlich großen Rostflächen der Maffei'schen Lokomotiven war zu befürchten, daß die Beschickung von Hand Schwierigkeiten machen würde. Die beiden Lokomotiven sind daher als einzige der sechs Typen mit selbsttätiger Rostbeschickung, und zwar mit dem Duplex Stoker D 4 der amerikanischen Stoker-Gesellschaft in Pittsburg ausgerüstet worden. Zum Antrieb dieser Rostbeschickung dient eine kleine stehende Dampfmaschine an der Stehkesselrückwand. Die Kohle wird zunächst mit einer wagrechten Schnecke vom Behälter zur Stehkesselrückwand, von dort mittels zweier senkrechter Schnecken bis über die Höhe des Führerhausbodens gefördert und schließlich durch fächerartig angeordnete Verteilungsstücke mittels Dampfstrahls nach allen Richtungen über den Rost verteilt. Größere Stücke werden bei der Förderung zerbrochen. Um die Anordnung dieser Rostbeschickungsanlage zu vereinfachen, wurde, der den Kessel tragende Hauptrahmen bei den beiden Typen nach hinten verlängert, so daß er auch den Kohlenbehälter und bei der GH-Klasse noch den zusätzlichen Wasserkasten mit aufnimmt. Abweichend von der Fairlie'schen Ausführung ist dagegen der vordere Wasserkasten bei beiden Maffei-Lokomotiven unmittelbar auf den vorderen Drehgestellrahmen aufgesetzt und der Kesselrahmen ist vorn nicht über den Drehgestellzapfen hinaus verlängert. Man scheint dabei von dem Gedanken ausgegangen zu sein, daß die Lagerung der Vorratsbehälter auf dem Hauptrahmen wohl gewisse Vorteile aufweist, indem sie Rohrgelenke und

Abb. 3. 2C1+1C2 Garratt-Lokomotive von Maffei. Ansicht in 90 m-Kurve von hinten.

*) Organ 1926, S. 512.

mit zwei seitlichen Stützen und Gleitschuhen auf den Tragflächen starker Stahlgußkörper, die am hinteren Drehgestell angebaut sind, während das vordere Ende mit dem kugelig ausgebildeten starken Drehzapfen in einem entsprechenden Lager des vorderen Drehgestelles ruht. Die Lokomotive paßt sich also ganz zwanglos und ohne Verformung der Rahmen auch auf windschiefen Oberbau an. Neben den Dreh- und Tragzapfen sind auf beiden Seiten des Rahmens Dämpfungsfedern angebracht, die sich mit Gleitschuhen auf entsprechende

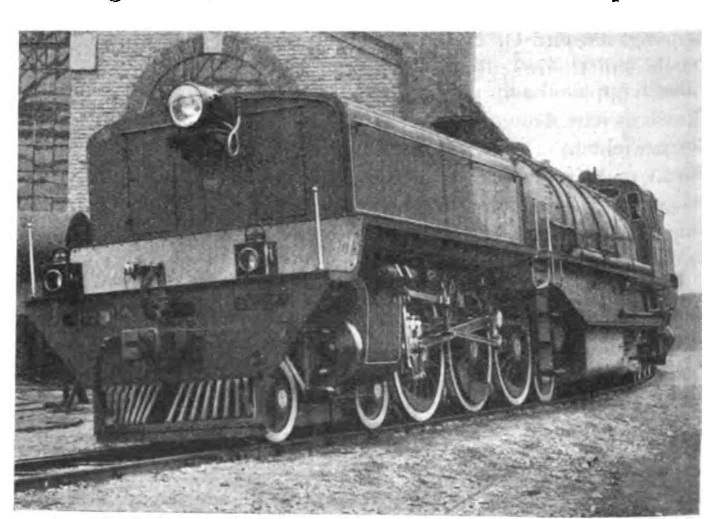


Abb. 4. 2C1+1C2 Garratt-Lokomotive von Maffei. Ansicht in 90 m-Kurve von vorn.

Tragflächen stützen. Diese Federn sind jedoch nicht als tragende Elemente aufzufassen, sondern sie sollen nur einem etwaigen Wanken des Hauptrahmens entgegenwirken. Der hintere Drehzapfen ist völlig unbelastet und dient nur zur Übertragung der Zugkräfte. Diese Bauart bietet den Vorteil, daß die Drehpunkte an die für die Kurveneinstellung günstigsten Stellen gelegt werden können und daß trotzdem die Unterstützungspunkte am hinteren Fahrgestell unabhängig vom Drehzapfen so angeordnet werden können, wie es für eine günstige Lastverteilung auf die einzelnen Achsen erforderlich ist. Textabb. 3 zeigt die 2C1+1C2-Lokomotive von hinten gesehen in einer Krümmung von 91 m Halbmesser und mit 127 mm Schienenüberhöhung, Textabb. 4 in derselben Kurve von vorn.

Die beiden Drehgestelle sind gleichartig durchgebildet. Die drei Kuppelachsen sind bei beiden Lokomotivtypen fest gelagert. Bei der 1C1+1C1 Lokomotive sind die äußeren Endachsen als Bisselachsen, die inneren Laufachsen seitenverschiebbar angeordnet. Die dritte Kuppelachse wird angetrieben. Die erste und zweite und die dritte bis fünfte Achse jedes Drehgestelles sind je durch Ausgleichhebel verbunden. Bei der 2C1+1C2 Lokomotive sind die Drehgestelle nach preußischem Muster mit Schwanenhals ausgeführt und haben Seitenverschiebung; die inneren Laufachsen sind seitenverschiebbar mit Rückstellfedern. Die mittlere Kuppelachse ist Treibachse. Sämtliche Kuppelachsen und die Schleppachse sind miteinander durch Ausgleichhebel verbunden. Bei beiden Lokomotiven werden in jeder Fahrtrichtung die beiden vorauslaufenden Kuppelachsen gesandet.

Die Dampfumsteuerung sitzt bei beiden Lokomotiven an der rechten Außenseite des Hauptrahmens. Nach beiden Seiten sind an die durchgehende Kolbenstange des Hilfszylinders die Steuerstangen angelenkt; sie führen zu Steuerwellen, welche die Bewegung zur Maschinenlängsmitte über den Drehzapfen übertragen. Von den Steuerhebeln in der Maschinenmitte geht die Übertragung mittels Doppelgelenks zu den Aufwerfhebeln. Die Höchstfüllung beträgt 76%. Der Druckausgleich nach der Sonderausführung der Südafrikanischen Eisenbahnen hat getrennte Ventilköpfe; die Verbindung führt über die Ausströmung. Die Zylinder sind nach amerikanischer Art je mit einem Halbsattel gegossen und in Lokomotivmitte verschraubt.

Beide Lokomotiven nützen den verfügbaren Raum innerhalb der Umgrenzungslinie restlos aus. Der Boden des Führerhauses mußte bei der 2C1+1C2 Lokomotive wegen des verhältnismäßig großen Durchmessers der Treibräder und wegen der darunterliegenden Rostbeschickungsanlage außerordentlich hoch gelegt werden; der Führerhaus-Raum ist daher sehr niedrig ausgefallen. Um die großen Wasservorräte unterbringen zu können, ist bei beiden Lokomotiven im Hauptrahmen unter dem Langkessel ein weiterer Wasserbehälter vorgesehen; bei der 2C1+1C2 Lokomotive faßt dieser Behälter 12,45 $m^3$, der vordere Wasserkasten 14,82 $m^3$ Wasser. Durch die Anordnung eines solchen unteren Wasserbehälters war es möglich, trotz der sehr großen Wasservorräte die Baulänge der Lokomotiven zu beschränken und gleichzeitig wenigstens bei der 1C1+1C1 Lokomotive, den schon zu Anfang erwähnten Nachteil eines allzu kurzrohrigen Kessels zu vermeiden. Mit einer Rohrlänge von 5499 mm dürfte die 1C1+1C1 Lokomotive von Maffei jedenfalls die besten Kesselverhältnisse der hier beschriebenen Garratt-Lokomotiven aufweisen.

Die übrige Ausrüstung der Maffei-Lokomotiven — elektrische Beleuchtung mit großen Kopflaternen, Schüttelrost, Schmierung, Rußausbläser usw. — entspricht im wesentlichen derjenigen bei den übrigen Lokomotiven.

Als letzte der südafrikanischen Garratt-Lokomotiven sei schließlich noch die 1C1+1C1 Lokomotive der Firma Krupp in Essen erwähnt, (Textabb. 5). Mit einem durchschnittlichen Treibachsdruck von nur 10,5 t ist sie die leichteste der fünf Kapspur-Garratt-Lokomotiven. Die Vorratsbehälter sind bei ihr, wie bei den Hanomag-Lokomotiven unmittelbar auf die Drehgestelle aufgesetzt, so daß die Brücke nur Kessel und Führerhaus trägt. Die hinterste der gekuppelten Achsen ist Treibachse. Sämtliche Kuppelachsen sind fest; die gegen das Lokomotivende zu liegenden Laufachsen sind als Bissel-

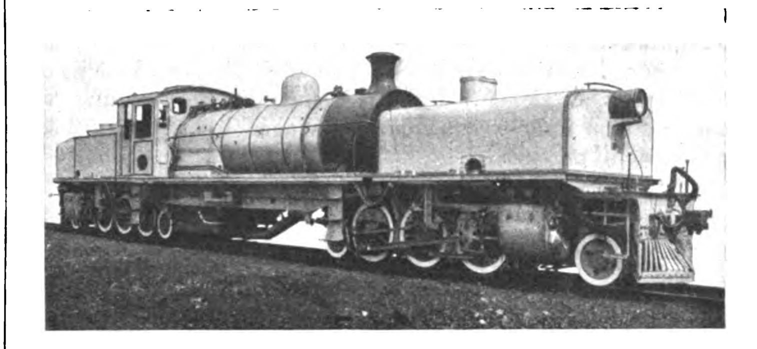


Abb. 5. 1C1+1C1-h4 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen. Gebaut von Krupp, Essen.

achsen ausgebildet, die inneren haben beiderseits eine Seitenverschiebung von 27 mm. Sämtliche Laufachsen haben Rückstellvorrichtungen; je eine weitere Rückstellvorrichtung ist zwischen den Drehgestellen und dem Hauptrahmen vorgesehen. Im übrigen weist die Lokomotive gegenüber den anderen Typen keine Besonderheiten auf.

Sämtliche Lokomotiven sind erst in den letzten Monaten zur Ablieferung gekommen. Betriebsergebnisse von ihnen liegen daher noch nicht vor. Man wird diese mit einem gewissen Interesse erwarten dürfen, nachdem die Garratt-Lokomotive neuerdings nicht mehr nur vereinzelt gebaut wird, sondern bei verschiedenen Bahnen sogar schon die Regelform für schwere Lokomotiv-Einheiten zu werden scheint. Ein besonderes Interesse wird vor allem auch das Verhalten der vielen beweglichen Rohrverbindungen im längeren Betrieb beanspruchen, die vielleicht den schwächsten Punkt der Garrattschen Bauart vorstellen.

R. Dannecker.

## Untersuchungen über den Dampf- und Brennstoffverbrauch der Verschiebelokomotiven.

Von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg.

Es ist bekannt, daß die Zusammenstellung der Züge, vor allem der Güterzüge, einen Hauptausgabeposten der Eisenbahnen darstellt, der bei den Güterzügen sogar von solcher Höhe ist, daß er die Beförderungskosten der Güter einschneidend beeinflußt. Lebhafte Bestrebungen haben daher eingesetzt, die Verschiebebewegungen teils zu verringern, teils sie möglichst zweckmäßig und vorteilhaft auszuführen. Einen nicht geringen Betrag, auf den bisher vielleicht weniger geachtet worden ist, nehmen die Brennstoffkosten der im Verschiebedienst tätigen Lokomotiven ein. Nach dem Geschäftsbericht der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft über das Geschäftsjahr 1926 entfielen auf 220 Mill. Güterzugkilometer (Haupt- und Nebenbahnen) 191 Mill. km im Verschiebedienst, auf ein Streckenkilometer also 0,87 km Weg für Verschiebebewegungen auf Bahnhöfen.

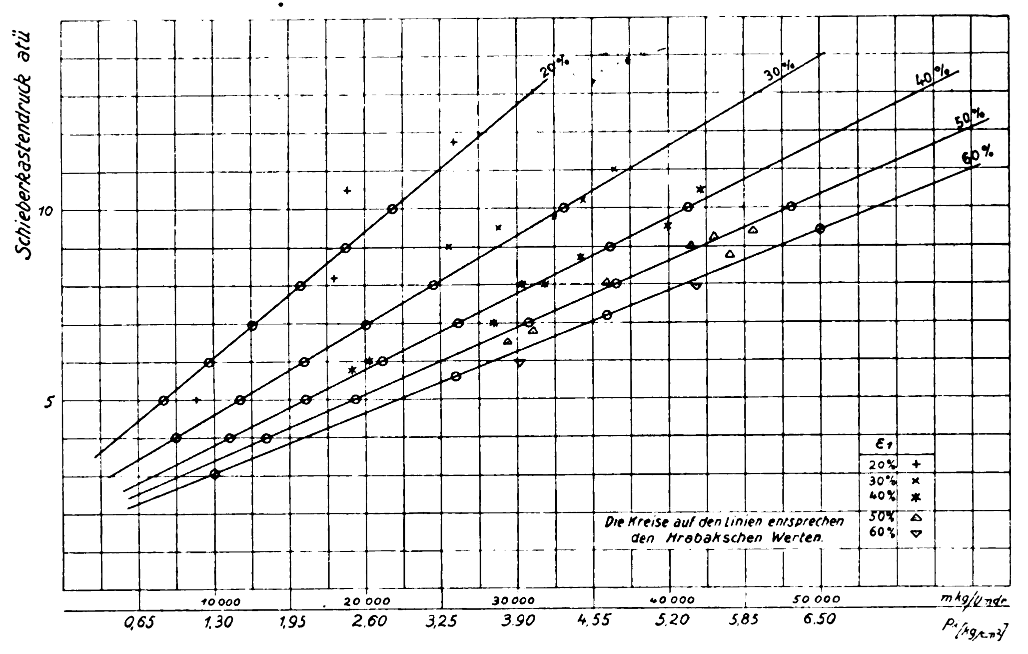
Im Personenverkehr sind die Zahlen selbstverständlich wesentlich günstiger. Immerhin entfällt auch hier noch auf jedes Streckenkilometer ein Betrag von 0,12 Verschiebedienstlokomotivkilometer (346 Mill. Zugkilometer, 42 Mill. Verschiebedienstkilometer). Im ganzen stehen 566 Mill. Streckenkilometern 233 Mill. Verschiebekilometer gegenüber. Bei diesen Zahlen ist eine Stunde Verschiebedienst mit 7 km bewertet.

Rechnet man den durchschnittlichen jährlichen Kohlenverbrauch einer Lokomotive im Streckendienst mit 13 kg/km, einer Verschiebelokomotive (nach Erhebungen bei den bayerischen Direktionen) mit 12,5 kg/km (also nahezu ebenso hoch), so ergeben sich rund 7,4 Mill. t Kohlen für die Zugbeförderung und 2,9 Mill. t für Verschiebebewegungen, in Geld rund 220 Mill. ℳ bzw. rund 87 Mill. ℳ.

Sowohl im Personenzug- wie im Güterzugdienst wird ein Teil des Verschiebedienstes, insbesondere auf den Unterwegs-

stationen, von den Zuglokomotiven geleistet. Im Jahre 1926 betrug dieser Anteil im ersteren Dienst 0,43, im letzteren 0,30. In früheren Zeiten des Eisenbahnwesens wurde der Verschiebedienst ausschließlich mit Zuglokomotiven besorgt. Erst später entwickelte sich eine eigene Bauart — Tenderlokomotiven, lange Zeit hindurch zweiachsig von geringem Reibungsgewicht, später mit 3, 4 und 5 gekuppelten Achsen. Da ihre Zahl oft nicht ausreicht — vielfach wurden bei Neubeschaffungen in erster Linie Streckenlokomotiven beschafft — werden aber auch heute noch für den Dienst in den Rangierbahnhöfen, Streckenlokomotiven mit und ohne Tender verwendet.

Die nachfolgend wiedergegebenen Untersuchungen haben zum Zweck, an einem Beispiel festzustellen, welche Leistung in PS die Verschiebelokomotiven aufzubringen haben und welcher Wasser- und Kohlenverbrauch für die in der Dampfmaschinentechnik übliche Grundlage der PS-Std. aufzuwenden ist, um daraus Schlüsse auf die Zweckmäßigkeit der Bauart zu ziehen. Dabei ist nur die Verwendung von Lokomotiven zum Abdrücken von Wagen über Ablaufrücken in Betracht gezogen.




Beziehung zwischen Schieberkastendruck, Zylinderfüllung und Leistung.

## I. Ausführung der Versuche und Ergebnisse.

Die Versuche wurden im Rangierbahnhof Oberkotzau bei Hof i. B. an der Ablaufanlage für die Stationsharfe vorgenommen, wo im ununterbrochenen Tages- und Nachtdienst eine schwere E-Heißdampflokomotive der Gattung $94^{2-4}$ (früher T 16) verwendet ist. Über den zweiten Ablaufrücken für die Richtungsgleise drücken die Zuglokomotiven selbst ihre angebrachten Züge ab. Die zum Ablaufrücken führenden zwei Gleise steigen anfangs 4‰, dann 2,5‰, hierauf 6,3‰ (1:157) und — vor dem Brechpunkt auf eine Länge von 110 m — 15,8‰ (1:63). Im ganzen beträgt die Steigung von der Weiche am Beginn des Abdrückgleises bis zum Brechpunkt 3,82 m auf 670 m Länge = 5,7‰ (1:175). Die an den Ablaufrücken anschließende Stationsharfe liegt auf einer durchschnittlich 120:1 geneigten Fläche, die Wagen laufen ihr vom Ablaufrücken auf einem 55 m langen 88:1 geneigten Anschlußstück zu. Von der Stationsharfe laufen die Wagen selbsttätig über Auslaufweichen ab. Die Zugaufstellgleise, aus denen die Verschiebelokomotive die über den Ablaufrücken zu befördernden Wagen holt, liegen auf einer 400:1 in der gleichen Richtung wie die Abdrückgleise geneigten Fläche.

Die Versuchslokomotive hatte ein Dienst- und Reibungsgewicht von rund 85 t (bei vollen Behältern zu Beginn des Versuchs). Die sonstigen Hauptmerkmale der Bauart sind: H (Verdampfung) 129,3 m², H (Überhitzung) 45,3 m², R = 2,30 m², p = 12 at, D = 1300, d = 610, s = 660 mm. Die Lokomotive hatte Speisewasservorwärmer und Speisepumpe, Druckluftbremse mit selbsttätiger und mit unmittelbarer Wirkung (Zusatzbremse), sie war in gutem baulichen Zustande. Auch die Manometer und das elektrische Pyrometer waren in Ordnung. Die Einteilung der Steuerungsskala war bei der letztvorhergegangenen Ausbesserung in der Hauptwerkstätte nachgeprüft worden.

Bei den Versuchen sollte bestimmt werden:

1. die Leistung der Lokomotive in $PS_i$-Std.,
2. der Wasserverbrauch,
3. der Kohlenverbrauch.

Nebenbei wurde ermittelt, wie sich der Dienst abwickelte, welche Wege die Lokomotive zurücklegte und wieviele Wagen bzw. Gewichte verarbeitet wurden. Zur Ermittlung der Leistung wurde folgender Weg eingeschlagen: Die Lokomotive wurde bei einer Belastungsprobefahrt mit einem Zuggewicht von rund 250 t indiziert. Für jede Füllung wurden dabei für verschiedene Schieberkastendrücke von den vier Zylinderseiten Indikatorschaulinien genommen. Die Geschwindigkeit wurde dabei, entsprechend den Verhältnissen des Verschiebedienstes möglichst niedrig gewählt (10 bis 20 km/Std.). Im übrigen wurde der Einfluß der Geschwindigkeit auf die Leistung nicht berücksichtigt; ebenso wurde zwischen Vorwärts- und Rückwärtsfahrt nicht unterschieden. Die Zahl der aufgenommenen Schaulinien war 25. Die Ablesungen des Schieberkastenmanometers waren zum Teil durch Schwankungen des Zeigers beeinflußt. Immerhin kann (von einigen fehlerhaften Ablesungen abgesehen) mit einer durchschnittlichen Genauigkeit $\pm \frac{1}{4}$ at gerechnet werden. Es zeigte sich auch beim nachherigen Vergleich eine sehr gute Übereinstimmung mit den aus den Schaubildern ermittelten höchsten Drücken. Die Abweichungen betrugen im Gesamtdurchschnitt nur 1—2 Zehntel at.

Die Indizierversuche mit der in Oberkotzau Dienst leistenden Lokomotive fanden im Oktober 1925 und mit einer aus Hauptuntersuchung gekommenen anderen Lokomotive gleicher Gattung nochmals im Juli 1927 statt. Die Ergebnisse der ersten Indizierfahrt sind in der Textabbildung dargestellt. Die Ergebnisse des zweiten Indizierversuchs schließen sich denen des ersten gut an. In der Abbildung sind auch die Linien eingezeichnet, die sich aus den von Hrabak in den bekannten Tabellen für Naßdampfauspuffmaschinen mit Kulissensteuerung angegebenen mittleren indizierten Drücken ergeben. Die Hrabakschen Werte entsprechen geraden Linien, die sich nahezu in einem links vom Nullpunkt der Abszissenachse liegenden Punkte vereinigen. Wie aus der Abbildung zu entnehmen ist, passen sich die bei der Indizierfahrt gewonnenen Werte den Hrabakschen Linien gut an. Allerdings ist die Versuchsmaschine eine Heißdampfmaschine, während sich die Hrabakschen Zahlen auf Naßdampf beziehen. Man sollte erwarten, daß die aus den Indikatorbildern berechneten Werte wegen des stärkeren Abfalls der Dehnungs-

linie bei überhitztem Dampf etwas niedriger sind. Die Überhitzung war jedoch infolge der geringen Geschwindigkeiten und Leistungen nicht groß; die Dampftemperatur war durchschnittlich 225° und erreichte als Höchstwert 250°. Abgesehen von den bei besonderen Fahrten aufgenommenen Schaulinien wurden zur Nachprüfung auch bei dem Arbeitsversuch selbst einige Aufnahmen gemacht. Sie konnten jedoch nicht so planmäßig und zuverlässig gemacht werden wie bei der Streckenfahrt, so daß sich eine Leistungsübersicht der Lokomotive nicht darauf aufbauen läßt. Bemerkenswert ist aber, daß die erhaltenen Leistungen durchweg größer waren. Zum Teil liegt dies wohl daran, daß die Geschwindigkeiten im Verschiebedienst insbesondere beim Abdrücken äußerst gering waren, so daß die Schauflächen völliger wurden.

Zur Ermittlung des Weges bzw. der Umdrehungen war die Lokomotive mit einem Umdrehungszähler ausgerüstet, der von der Welle des Deutageschwindigkeitsmessers angetrieben war und also unmittelbar die Treibradumdrehungen anzeigte; er zählte je nach der Fahrtrichtung vorwärts und rückwärts, was aber ohne Nachteil war. Als die Lokomotive nach Beendigung der Versuche wieder an ihrem Ausgangspunkt stand, zeigte auch der Zähler den ursprünglichen Stand. Der Gesamtweg wurde aus den Teilwegen ermittelt.

Für die Wassermessung, auf die sehr großer Wert zu legen war, wurden die Wasserbehälter der Lokomotive durch Füllung aus einem hochgestellten 500 Liter fassenden Gefäß geeicht. An beiden Lokomotivseiten waren lange Wasserstandsgläser an den Behältern mit daneben befindlicher Maßeinteilung angebracht; bei den Ablesungen vor und nach dem Versuch stand die Lokomotive am gleichen Ort. Selbstverständlich wurde der Kessel bei Beendigung der Versuche bis zur gleichen Höhe gefüllt.

Der Kohlenverbrauch (Schlesische großstückige Kohle von rund 7100 WE/kg) wurde in der Weise erhoben, daß die Kohle in Körben abgewogen mitgeführt wurde. Leere Körbe wurden bei Stillständen durch gefüllte, die an geeigneten Plätzen bereitgestellt waren, ersetzt. Es wurde selbstverständlich darauf geachtet, daß Menge und Zustand der auf dem Rost befindlichen Kohlen zu Beginn und Ende der Versuche gleich waren. Da diese Feststellung natürlich nur angenähert durchführbar ist, kommt der Kohlenverbrauchsziffer nicht die gleiche Genauigkeit zu, wie der Wasserverbrauchsziffer.

Auf der Lokomotive waren außer dem Heizer bei den Versuchen zwei Beobachter: der eine, der die Steuerung und den Regler bediente, gab Füllung und Schieberkastendruck an; der zweite vermerkte bei jeder Veränderung dieser Einstellung Stand des Umdrehungszählers und die Zeit. Ein dritter Beobachter endlich war im Bahnhof und schrieb die Tätigkeit der Lokomotive und die Belastungen auf. Alle diese Angaben wurden in eine Zusammenstellung übertragen. Die Arbeitsleistung der Lokomotive für eine Umdrehung wurde für den jeweils eingestellten Schieberkastendruck und die Füllung aus einem Schaubild entnommen. Durch Vervielfältigung mit der Zahl der Umdrehungen wurden die Teilarbeiten, durch Zusammenzählen dieser die Gesamtarbeit ermittelt.

Der hier in seinen Einzelheiten wiedergegebene Versuch wurde im Juli 1927 angestellt und erstreckte sich auf die Dauer von 3 Stunden 36 Minuten. Die Arbeitsaufgabe der Lokomotive bestand darin, aus den 13 Aufstellgleisen die dort in größeren Gruppen — meist waren es zwei — stehenden Wagen zu holen, auf dem Ausziehgleis hinauszuziehen und über eines der beiden Abdrückgleise über den Rücken abzudrücken. Sie wiederholte diese Aufgabe in der Versuchszeit fünfmal und drückte im ganzen rund 5300 t, etwa 300 Wagen ab, also in einer Stunde rund 100 Wagen. Das ist keine außergewöhnliche Leistung für den Ablaufbetrieb. Es muß jedoch berücksichtigt werden, daß die Lokomotive nicht geschlossene Züge fassen konnte, sondern erst Zusammenstellungsarbeit leisten mußte, daß außerdem durch den Versuch einige Stillstände herbeigeführt wurden. Der Zeitaufwand für das Abdrücken selbst hält sich mit 20 Minuten für den 1200 t-Zug im üblichen Rahmen.

Die Einstellung der Lokomotive war im Anfang des Abdrückens 10 bis 11 at bei 30 bis 40% Füllung, ebenso wenn der Zug unterwegs zum Stillstand kam; gegen Schluß des Abdrückens 5 bis 6 at bei 30%. Die Umdrehungszahl schwankte beim Abdrücken zwischen 10 und 16 in der Minute (2½ bis 4 km/Std.). Im allgemeinen wurde darauf geachtet, nur mit wenigen, bestimmten Füllungen, 20, 30, 40% zu fahren und die Zwischenleistungen mit dem Regler herbeizuführen, um die Bestimmung der Leistung zu erleichtern.

Bei einem früheren Versuch wurde eine 1417 t schwere Zuglast mit 10,5 at und 50% Füllung bewältigt.

Die Überhitzung war bei größeren Leistungen 200°, und sank bei geringen Leistungen auf 180 bis 190°. Die Anzeigen des Instrumentes folgten dabei nur langsam den Einstellungen des Reglers. Es müßte erwartet werden, daß bei Verringerung des Druckes im Schieberkasten und Überhitzer sich mit der Sättigungstemperatur des Naßdampfes — auch unter Berücksichtigung der durch die Drosselung herbeigeführten Trocknung bzw. Überhitzung — auch die Heißdampftemperatur sofort ändert. Da dies nicht der Fall, muß auf Beeinflussung des Thermoelementes durch Strahlung aus den Wandungen geschlossen werden. Es kann daher nur mit einer mittleren Temperatur des Dampfes von 190° gerechnet werden. Da die mittlere Spannung während der Dampfarbeit auf etwa 8 at anzusetzen ist, der eine Sättigungstemperatur von 174,5° C entspricht, war die Überhitzung also äußerst gering. Daß die Überhitzung im Verschiebedienst nicht höhere Grade als angegeben erreicht, wurde auch durch Beobachtungen im regelmäßigen Dienst bestätigt. — Was die Feuerhaltung anlangt, so wurde mit mäßig hohem, über den ganzen Rost ausgebreitetem Feuer gefahren. Zu Beginn und Ende des Versuches war nur eine den Rost eben bedeckende Feuerschicht vorhanden.

Zum Speisen wurde nur die Speisepumpe benützt. Die Zylinderhähne brauchten nicht geöffnet zu werden; der Hilfsbläser war vier Minuten angestellt, Abblasen der Sicherheitsventile kam nur in verschwindendem Maße vor. Zum Bremsen der Lokomotive wurde die Luftdruck-Zusatzbremse benützt. Der Hauptluftbehälter wurde vor dem Versuch gefüllt und mußte nur kurz nachgefüllt werden. Für den Dampfverbrauch der Speisepumpe wurden 60 kg, für den übrigen Verbrauch und für Verluste zusammen 40 kg, im ganzen also 100 kg in Ansatz gebracht. Von den Kohlen wurde für die Stillstände kein Abzug gemacht, da dieser nur sehr gering zu bemessen gewesen wäre und die entwickelte Wärme ja im großen ganzen doch dem Kessel zugute kam.

Die gesamten Ergebnisse des Versuchs sind in der folgenden Zusammenstellung wiedergegeben.

Zusammenstellung der Versuchsergebnisse:

| | | |
|---|---|---|
| 1. | Zeitdauer des ganzen Versuchs | 3 Std. 36 Min. |
| 2. | Zeitdauer der Dampfarbeit | 1 Std. 46 Min. |
| 3. | Zeitdauer der Bewegung ohne Dampf | 46 Min. |
| 4. | Zeitdauer der Stillstände | 64 Min. |
| 5. | Gesamtweg | 14420 m |
| 6. | Unter Dampfarbeit zurückgelegter Weg | 10450 m |
| 7. | Ohne Dampfarbeit zurückgelegter Weg | 3970 m |
| 8. | Geleistete indizierte Dampfarbeit | 141 (169) PS-Std. |
| 9. | Durchschnittliche Leistung (für die Dampfarbeitszeit) | 82 (98) PS |
| 10. | Wasserverbrauch nach Abzug des Verbrauchs für Speise- und Luftpumpe, usw. | 3025 kg |
| 11. | Kohlenverbrauch | 500 kg |

12. Dampfverbrauch für die $PS_i$-Std. . . . . 21,5 (17,9) kg
13. Kohlenverbrauch für die $PS_i$-Std. . . . . 3,53 (2,96) kg
14. Verdampfungsziffer . . . . . . . . . . . 6,25 kg
15. Zurückgelegter Weg in 1 Stunde Verschiebedienst (einschl. der Stillstandszeiten) . . 4,0 km
16. Kohlenverbrauch für 1 Wegkilometer . . . 35 kg
17. Kohlenverbrauch für 1 Stunde Verschiebedienst . . . . . . . . . . . . . . 139 kg
18. Brutto-tkm . . . . . . . . . . . . . . 5389
19. Netto-tkm . . . . . . . . . . . . . . 4272
20. Kohlenverbrauch für 1 Brutto-tkm . . . . 0,093 kg
21. Kohlenverbrauch für 1 Netto-tkm . . . . 0,117 kg
22. Durchschnittliche Geschwindigkeit während der Dampfarbeitszeit . . . . . . . . . 6,0 km/Std.
23. Durchschnittliche Geschwindigkeit bei Bewegung überhaupt . . . . . . . . . . . 5,75 km/Std.

Die gesamte Arbeit berechnete sich zu 141 $PS_i$-Std., die durchschnittliche Leistung zu 82 $PS_i$, der Wasserverbrauch wurde zu 3125 l, der Kohlenverbrauch zu 500 kg festgestellt. Daraus ergeben sich Verbräuche von 21,5 kg Wasser und 3,5 kg Kohlen für die $PS_i$-Std., also sehr hohe Werte. Auf die Stunde Verschiebedienst berechnet, ergeben sich 139 kg Kohlen, was mit dem im regelmäßigen Dienst beobachteten Verbrauch von 160 kg gut übereinstimmt.

Erhoben wurde auch noch die Zahl der Brutto- und Netto-tkm, um einen Vergleich mit den für Streckenlokomotiven geltenden Zahlen zu ermöglichen. Der Kohlenverbrauch für 1 Brutto-tkm errechnet sich zu 0,093 kg. Dräger fand bei den Versuchen mit einer 1 C-Lokomotive Gattung $74^{4-13}$, (T 12 alt)*) einen Wert von 0,113 kg.

Es besteht also gute Übereinstimmung. Im Gesamtdurchschnitt für alle Dampflokomotiven rechnet man bekanntlich mit 0,038 bis 0,036, so daß auch hieraus die unwirtschaftliche Arbeit der Verschiebelokomotiven zutage tritt.

Die Lokomotive leistete im Durchschnitt 82 PS, die größte entwickelte indizierte Druckkraft war rund 13000 kg, die höchste Leistung, die aber nur eintrat, wenn beim Abdrücken der Wagenzug einmal in etwas raschere Bewegung kam, also eigentlich unbeabsichtigt war, ist mit etwa 350 PS anzusetzen.

Wie schon oben bemerkt, ist aus den während des Verschiebeversuchs selbst aufgenommenen Schaulinien zu schließen, daß die Leistung höher war. Nimmt man einen Mehrwert von 20% als wahrscheinlich an, so gehen die Zahlen über in 169 PS-Std., 98 PS, 18 kg/$PS_i$-Std. Dampf und 3,0 kg/$PS_i$-Std. Kohlen.

Es muß hier bemerkt werden, daß diese Verbrauchswerte wohl die untere Grenze für die im Verschiebedienst gegebenen Verhältnisse darstellen und im allgemeinen der Wasser- und Kohlenverbrauch — vielleicht sogar wesentlich — darüber liegt. Die außer dem oben näher beschriebenen Versuch angestellten Versuche, die allerdings teils wegen ungenügender Beschäftigung der Lokomotiven, teils wegen sonstiger Mängel nicht näher angeführt sind, lassen dies als wahrscheinlich erscheinen.

Die Hilfsmittel, mit denen die Versuche angestellt wurden, waren recht einfache. Zu einer vollständigen und scharfen Erfassung der Verhältnisse wäre entweder ein Versuchswagen mit für Zug und Druck eingerichtetem Dynamometer oder ein Böttcherscher Leistungszähler notwendig gewesen, so daß fortlaufend und unmittelbar die Leistung der Lokomotive hätte ermittelt werden können. Sind die Untersuchungen sonach auch nur als erster Versuch zur Aufhellung der Verhältnisse zu werten und dementsprechend die Ergebnisse mit Vorbehalt aufzunehmen, so dürften doch die nachstehend gezogenen Folgerungen eine Stütze in ihnen finden.

*) Zeitschrift „Elektrische Bahnen", Mai 1926, S. 178.

## II. Erörterung der Versuchsergebnisse.

Im nachfolgenden soll versucht werden, eine Erklärung für den hohen Stoffverbrauch der Lokomotiven im Verschiebedienst zu geben und den Verbrauch in seine einzelnen Bestandteile zu zerlegen. Diese sind bekanntlich der theoretische, aus dem Indikatorschaubild ersichtliche Verbrauch Ci', der durch den Wärmeaustausch mit der Wand entstehende Niederschlags- (Abkühlungs) Verlust Ci'' und der Dampflässigkeitsverlust Ci'''.

Es zeigt sich, daß schon der theoretische Verbrauch sehr hoch ist. Denn wenn auch wegen der beim Abdrücken notwendigen hohen Druckkräfte die Kesselspannung von 12 at hier einigermaßen ausgenützt werden konnte, so mußte doch bei den zahlreichen Leerfahrten und dem Verstellen kleiner Wagengruppen und einzelner Wagen mit sehr starker Drosselung auf 3 bis 4 atü bei 20 bis 30% Füllung gefahren werden. Nach den Hrabakschen Tabellen ergeben sich im ersteren Fall noch 9 bis 11 kg, im letzteren aber 13 bis 14 kg theoretischer Dampfverbrauch Ci' für Auspuffmaschinen mit Kulissensteuerung und Naßdampfbetrieb. Bei Heißdampf wäre der Wasserverbrauch wesentlich günstiger, bis zu 25%, wie aber oben angegeben, fehlte die entsprechende Überhitzung. (Für den Kohlenverbrauch ist die Einsparung bekanntlich geringer!) Dabei ist die Verschiebelokomotive gegenüber der Streckenlokomotive noch insoferne im Nachteil, als die abzugebende Zug- bzw. Druckleistung der Dampfmaschine den jeweiligen Anforderungen meist unmittelbar entsprechen muß, während auf der Strecke von der ausgleichenden Wirkung der lebendigen Kraft Gebrauch gemacht, die Lokomotive daher mit wirtschaftlich vorteilhafterer Einstellung von Druck und Füllung gefahren werden kann. Auch das häufige Anfahren der Verschiebelokomotive, sowie (beim Abstoßen) das Fahren mit unwirtschaftlich großen Füllungen (vielfach mit ausgelegter Steuerung!) führt bekannterweise zu übermäßigem Dampfverbrauch. Unter normalen Verhältnissen sollte ja eine Auspuffdampfmaschine bei 12 at Kesseldruck mit 11 bis 11,5 at Einströmungsdruck und etwa 30% Füllung betrieben werden.

Zu dem theoretischen Dampfverbrauch kommt der Abkühlungsverlust Ci''.

Überhitzung läßt den Abkühlungsverlust auf ein sehr geringes Maß herabdrücken. Es müßten aber hierzu wie üblich, Dampftemperaturen von 300 bis 350° angewendet werden. In diesem Falle tritt durch den Einfluß der Zylinderwandungen eine Temperaturabnahme des Dampfes von 60 bis 80° während der Füllung ein.

Bei den geringen im Verschiebedienst beobachteten Überhitzungen und dem Umstande, daß der Dampf Wasser in den Überhitzer mitreißt, das möglicherweise bis in die Zylinder gelangt und den Wärmeaustausch erhöht, muß angenommen werden, daß sich die Abkühlungsverluste nicht viel günstiger als bei einer Naßdampfmaschine verhalten.

Der Bestimmung dieser Verluste nach den hierfür bestehenden Anhaltspunkten haftet eine große Unsicherheit an, da die Verhältnisse bei den Verschiebelokomotiven durch die abnorm niedrige Umdrehungszahl erheblich von den üblichen abweichen. Immerhin soll wegen der allgemeinen Gesichtspunkte ermittelt werden, zu welchen Werten diese Unterlagen bei einer Naßdampfmaschine führen.

Hrabak gibt für solche Maschinen den Niederschlagsverlust zu $Ci'' = \frac{K}{\sqrt{c}}$ kg/$PS_i$ an, worin der Festwert K für Maschinen mit Kulissensteuerung und bei einem Verhältnis des Kolbenhubes zum Zylinderdurchmesser von 660:610 = rund 1,08 den Wert 5,9 bis 5,5 hat und c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sec bedeutet. Es ergibt sich damit

für die bei dem Versuch in Oberkotzau unter Dampf im Durchschnitt aufgetretene Geschwindigkeit von 6 km/Std.:

$$Ci'' = \frac{5,9}{\sqrt{0,54}} \sim \frac{5,5}{\sqrt{0,5,4}} = 8,1 \text{ bis } 7,5 \text{ kg/PS}_i\text{-Std.}$$

Nach den neueren Erfahrungen, wie sie von Doerfel in der 25. Aufl. der „Hütte"*) zusammengefaßt sind, ist die stündlich im ganzen sich niederschlagende Dampfmenge mit etwa 0,05 kg für 1 $cm^2$ der Fläche des schädlichen Raumes oder 0,4 kg für 1 $cm^2$ Kolbenfläche (bei einem achtfachen Verhältnis zwischen Fläche des schädlichen Raumes und Kolbenfläche), anzusetzen, also unabhängig von der Kolbengeschwindigkeit und von der Leistung. Das ist von großer Bedeutung. Denn wenn die Kolbengeschwindigkeit (Umdrehungszahl) bei gleicher Indikatordiagrammfläche auf das Doppelte oder Dreifache wächst, sinkt der auf die Leistungseinheit bezogene Niederschlags- — oder bei überhitztem Dampf — Abkühlungsverlust auf die Hälfte bzw. ein Drittel und es kommt damit der außerordentliche Nachteil zu langsam laufender Maschinen zum Ausdruck. Nur vom Einströmungsdruck ist die stündliche Niederschlagsmenge abhängig. Die Zahl 0,4 kg entspricht nach den angeführten Angaben einem mittleren Einströmungsdruck von 8 at, wie er bei dem Versuch in Oberkotzau tatsächlich vorhanden war (mittlerer Wurzelwert). — Besondere Bedeutung kommt der Größe der abkühlenden Fläche zu; dabei ist aber nur die Fläche des schädlichen Raumes von praktischer Bedeutung und auch diese nur soweit sie im Bereich des strömenden Dampfes liegt. Eine Nachprüfung an Hand der Zeichnung läßt das oben zugrunde gelegte Verhältnis acht als ungefähr zutreffend erscheinen.

Der Zahlenwert des Verlustes ergibt sich hiermit bei einer Kolbenfläche von 2900 $cm^2$ zu 2900 . 0,4 = 1160 kg für eine und 2320 kg für beide Dampfmaschinen der Lokomotive; für 1 PS-Std. würde der Verlust sich zu 14 bis 16 kg ergeben. Das ist doppelt soviel als die Hrabaksche Formel ergibt. Diese gilt aber nur für Dampfmaschinen mit einer den üblichen Abmessungen entsprechenden Leistung.

Wie schon erwähnt würde der Abkühlungsverlust bei genügender Überhitzung auf ein sehr geringes Maß zurückgeführt werden. Doch ist auch bei Heißdampf noch eine starke Abhängigkeit des Wärmeaustausches mit der Wand von der Umdrehungszahl vorhanden, wie aus den Ausführungen von Loewenberg in der Z. V. D. I. 1927, S. 15 hervorgeht.

Was die Undichtigkeitsverluste Ci''' an Kolben und Schiebern anlangt, so sind sie je nach dem Unterhaltungszustand großen Schwankungen unterworfen; bei gutem Unterhaltungszustand treten sie sehr zurück. Nach den Angaben Doerfels könnte man den Wert 0,5 kg/PS-Std., der mäßigen Undichtigkeiten entspricht, annehmen. Die Angabe von 0,5 kg/PS-Std. bezieht sich auf normale Verhältnisse, d. h. auf eine Leistung von mindestens 450 PS und den entsprechenden Nutzdampfverbrauch. Es ist jedoch zu berücksichtigen, daß für den Undichtigkeitsverlust wohl noch mehr als für den Abkühlungsverlust bei gegebenen Abmessungen die reine Abhängigkeit von der Zeit gilt, d. h. daß in einer Stunde bei einem bestimmten Druckunterschied auf den beiden Seiten von Schieber und Kolben stets die gleiche Dampfmenge verloren geht, gleichviel wie rasch die Maschine läuft und welche Arbeit sie leistet. Die von Bantlin besprochenen Versuche**) machen dies wahrscheinlich.

In diesem Falle würde sich, wenn statt 2 × 450 PS nur 100 PS von beiden Dampfmaschinen geleistet werden, für die PS-Std. ein Undichtigkeitsverlust von Ci''' = 4,5 kg/$PS_i$-Std. ergeben. Es wären also auch aus diesem Grunde langsam laufende Maschinen erheblich im Nachteil gegen rasch laufende.

*) Bd. II, S. 403.
**) Z. V. D. I. 1899.

Wie die Dampfmaschinenverhältnisse so sollen auch die Kesselverhältnisse einer Erörterung unterzogen werden. Die Verdampfungsziffer betrug beim vorliegenden Versuch 6,25, wäre also, da nur ganz schwach überhitzter Dampf erzeugt wurde, nicht sehr günstig. Bei anderen Versuchen im Verschiebedienst wurden jedoch höhere Werte gefunden 8,8 und 8,2, so daß im Durchschnitt wohl eine angemessene Ziffer sich ergibt. Die verhältnismäßig großen Abweichungen liegen wie schon erwähnt, in der geringen Zeitdauer der Versuche und der Unsicherheit, Anfangs- und Endzustand des Feuers gleich zu stellen.

Was aber als auffallend bezeichnet werden muß, ist, daß der Kessel fast keine Überhitzung lieferte. Es soll daher im folgenden rechnerisch nachgeprüft werden, wie die Verhältnisse der Wärmeübertragung liegen.

Die Beanspruchung des Kessels bei der für den Verschiebedienst erforderlichen Leistung ist sehr gering. Auf 1 $m^2$ Rostfläche verbrannten in der Stunde (reiner Dampfarbeitszeit) nur 130 kg Kohlen, während 400 kg eine gewöhnliche Beanspruchung darstellen. Als Folge dieser geringen Rostbeanspruchung ergibt sich zunächst eine sehr niedrige Verbrennungstemperatur. Nach der von Brückmann*) angegebenen Erfahrungsformel $T = 975^0 + B$ (kg/$m^2$-Std.) ist sie zu rund $1100^0$ anzunehmen gegen 14 bis $1500^0$ gewöhnlich. Verursacht ist diese niedrige Temperatur einerseits durch die niedrige Feuerschicht und den zu großen Luftüberschuß, andererseits durch die Strahlung, wie sich weiter unten noch ergibt.

Das stündlich erzeugte Heizgasgewicht ist bei 285 kg verbrannter Kohle, da 1 kg schlesische Kohle mit der 1,6fachen theoretischen Luftmenge 17,36 kg liefert, G = 4950 kg mit Q = 1820000 WE.

Davon geht nun ein außerordentlich großer Teil schon in der Feuerbüchse an das Kesselwasser über. Die Heizfläche derselben ist bei der Versuchslokomotive 12 $m^2$. Die Wärmeübergangszahl für Übergang durch Leitung ist $k_l = 2 + 2\sqrt{B} = 24,8$ und für Strahlung $k_s = 1,635 \frac{R}{F_f}\left[\left(\frac{T_0 + 273}{100}\right)^2 - 10\right] = 54$ (nach der von Rosetti angegebenen Beziehung). Für die Strahlung ist als höhere Temperatur die Verbrennungstemperatur, für die Leitung aber, da sich die Heizgase ja bis zum Eintritt in die Rohre auf $T_1$ abkühlen, die mittlere Temperatur $1/2\,(T_0 + T_1)$ zugrunde zu legen. Mithin berechnet sich die von der Feuerbüchse aufgenommene Wärme, bzw. die Abkühlung der Heizgase aus:

$$Q_f = F_f\left[k_l\left(\frac{T_0 + T_1}{2} - t\right) + k_s(T_0 - t)\right] = G \,.\, c_p\,(T_0 - T_1)$$

$$12\left[24,8\left(\frac{1100 + T_1}{2} - 200\right) + 54\,(1100 - 200)\right] =$$

$$= 4950 \,.\, 0,25\;(1100 - T_1)$$

$$\text{zu } T_1 = 495^0 \cong 500^0$$

$$Q_f = 760\,000 \text{ WE.}$$

Es geht also mehr als $^4/_{10}$ der erzeugten Wärme schon in der Feuerbüchse an das Kesselinnere über, davon $^3/_4$ durch Strahlung, und erniedrigt die Heizgastemperatur bis zum Eintritt in die Rohre auf den außerordentlich niedrigen Betrag von $500^0$, während gewöhnlich die Temperatur noch $900^0$ beträgt. Mit dieser niedrigen Eintrittstemperatur kann eine nennenswerte Überhitzung natürlich nicht erzeugt werden.

Als Hauptmangel des Kessels ist also das Versagen hinsichtlich der Überhitzung anzusehen, ein Umstand der dann im Zusammenhang mit der geringen Umdrehungszahl der Maschine die hohen Niederschlagsverluste herbeiführt. An

*) Die folgenden Berechnungen stützen sich auf die Ausführungen von Brückmann in dem Werk: Das Eisenbahnmaschinenwesen der Gegenwart, I. Abschnitt, 1. Teil, 2. Auflage, die Lokomotiven, S. 640 bis 679.

sich ist der Wirkungsgrad des Kessels nicht ungünstig, denn bei der großen Heizfläche in den Rohren wird den Heizgasen noch so viel Wärme entzogen, daß die Temperatur der Abgase sogar niedriger als gewöhnlich ist; sie würde sich rechnerisch zu 275° ergeben. Nicht günstig für die Verbrennung sind aber wohl die kurzen scharfen Schläge bei der Feueranfachung, die sich aus den hohen Füllungen und geringen Umdrehungszahlen ergeben.

Es erhebt sich nun die Frage, welche Schlußfolgerungen aus den obigen Darlegungen zu ziehen sind.

Der Mangel an Überhitzung ist nach obigem darauf zurückzuführen, daß der Kessel der verwendeten Lokomotive zu groß und die Beanspruchung daher zu niedrig ist. Die aus der niedrigen Brennstoffschicht entwickelte Wärme geht infolge der zu großen Flächen der Feuerbüchse großenteils schon dort an den Kessel über und die Gase kommen mit unzureichender Temperatur an den Überhitzer. Die ungenügende Überhitzung die man bei Verschiebelokomotiven beobachtete, führt manchenorts zu der Meinung, bei Verschiebelokomotiven überhaupt auf den Einbau eines Überhitzers verzichten zu sollen, weil er doch wirkungslos sei, andererseits zu dem Versuch, durch Vergrößerung der Zahl der Überhitzerelemente — Einbau in sämtliche vom Feuer durchzogenen Rohre (Kleinrohrüberhitzer) — die Überhitzungswirkung zu verbessern. Die Versuche der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft mit Kleinrohrüberhitzern im Verschiebedienst haben indes kein befriedigendes Ergebnis gehabt. — Man kommt nach den vorangegangenen Ausführungen zu dem Schlusse, daß sowohl Kessel wie Dampfmaschine für die im Verschiebedienst vorkommenden Leistungen im allgemeinen zu groß bemessen sind und die vorkommenden Leistungen beim Entwurf von Dampflokomotiven nach der PS-Zahl überschätzt werden. Bis zu einem gewissen Grade könnte wohl, da der Verschiebedienst einen intermittierenden Betrieb darstellt, eine Überbeanspruchung unter Heranziehung der Kesselreserven und des Hilfsbläsers in Rechnung gestellt werden. — Allerdings sind die Dienstverhältnisse der Verschiebelokomotive recht verschiedenartig. Eine Lokomotive, die z. B. von einem Hafen auf starker Steigung schwere Zugteile zu befördern hat, hat dieselben Leistungen wie Streckenlokomotiven aufzubringen. Im Stoßbetrieb, der wohl besonders unwirtschaftlich ist, weil größtenteils mit ausgelegter Steuerung gefahren wird, werden wegen des hohen damit verbundenen Dampfverbrauchs starke Anforderungen an den Kessel gestellt. Doch geht diese Form des Wagenverstellens ja immer mehr zurück. Im großen und ganzen, insbesondere beim Abdrücken, sind die Anforderungen an Kessel und Maschine gering, nur hinsichtlich der Zugkraft werden hohe Anforderungen gestellt. Hier kommen 12 bis 13000 kg vor, die bei ungünstiger Schienenbeschaffenheit hohe Reibungsgewichte der Lokomotiven erfordern. Wenn der Ablaufrücken höher, die Rampe länger oder steiler, das abzudrückende Zuggewicht größer ist als in Oberkotzau (1500 Züge!) so wird die erforderliche Zugkraft wohl auf 15000 kg steigen können und ein Reibungsgewicht von 75 t, wie es die T 16 hat, schon notwendig machen. Auch wegen des häufigen Anfahrens bzw. der Beschleunigung beim Stoßen ist hohes Reibungsgewicht notwendig.

Um die unnatürlich niedrigen Umdrehungszahlen zu vermeiden, erscheint der Gedanke naheliegend, den unmittelbaren Antrieb zu verlassen und eine Zahnradübersetzung einzuschalten. Die Dampfmaschine würde dadurch wie auch wegen der kleineren Höchstleistung wesentlich kleiner und könnte innenliegend unter dem Kessel angeordnet werden. Die Oberfläche des schädlichen Raumes würde damit auf $^1/_5$ bis $^1/_6$ der üblichen vermindert und damit auch der Abkühlungsverlust. Diese Anordnung ist nicht so ungewöhnlich, wenn man die Ausführungen des Antriebes bei Zahnradlokomotiven, bei den in Amerika immer mehr in Aufnahme kommenden Hilfs- („Booster"-)Antrieben, ganz abzusehen von den Antrieben bei elektrischem Betrieb und durch Verbrennungskraftmaschinen betrachtet*). Werden zwei Übersetzungsstufen angewendet, so würde eine Einrichtung genügen, die das Umschalten bei stillstehenden Lokomotiven gestattet.

Die vorwürfigen Untersuchungen bezogen sich zwar auf eine eigentlich als Streckenlokomotive gebaute Lokomotive, sie haben aber wohl deshalb allgemeinere Bedeutung, weil Lokomotiven dieser Bauart vielfach ebenso wie Güterzugstreckenlokomotiven mit Schlepptender zum schweren Verschiebedienst insbesondere an Ablaufrücken verwendet werden. Auch die Entwurfsreihe der Einheitslokomotiven sieht eine E-Lokomotive, die in ihren Abmessungen sich an die ehemalige Gattung T 16 anschließt, für Verschiebe- und Streckendienst vor. Es erscheint nach vorstehenden Ausführungen fraglich, ob beiden Bedürfnissen durch eine Lokomotivgattung wirtschaftlich genügt werden kann.

Daß bei dem Vergleichsversuch zwischen einer Akkumulator-Verschiebelokomotive und einer Dampflokomotive auf dem Verschiebebahnhof Grunewald im Jahre 1925**) die Dampflokomotive so schlecht abschnitt, ist zweifellos darauf zurückzuführen, daß die Akkumulatorlokomotive für diesen Dienst und die verlangte Leistung besonders gebaut war, während dies bei der Dampflokomotive (ehemalige Gattung T 12) nicht der Fall war. Die Höchstleistung der letzteren ist etwa 900 PS, ihre höchste Geschwindigkeit 80 km/Std., während die Beanspruchung im Mittel nur etwa 50 PS erreichte, die Geschwindigkeit nur 10 km/Std. betrug. Im übrigen geht auch aus diesen Versuchen — obwohl zu berücksichtigen ist, daß sie auf einem Bahnhof mit geringen betrieblichen Ansprüchen angestellt wurden — hervor, daß die Anforderungen meist überschätzt werden und daß nicht mit Dauerhöchstleistungen, sondern mit nur kurzzeitigen Höchstbeanspruchungen zu rechnen ist.

Die elektrischen Verschiebelokomotiven mit Oberleitung, die in Österreich und in der Schweiz verwendet sind und von denen seit kurzer Zeit auch im Verschiebebahnhof München-Laim mehrere im Abdrückbetrieb arbeiten (Bauart 1 C und 1 BB 1), können baulich und betrieblich den Anforderungen sicher gut angepaßt werden und sind auch in den Abmessungen und Leistungen den Beschränkungen einer Akkumulator-Lokomotive nicht unterworfen. Nur spielt hier die Kostenfrage eine bedeutende Rolle, da ja u. U. sämtliche Gleise eines großen Verschiebebahnhofs mit Oberleitungen überspannt werden müssen.

Man könnte erwarten, daß die Verwendung von Diesellokomotiven gerade im Verschiebedienst mit seinen zahlreichen Unterbrechungen sich wirtschaftlich vorteilhaft stellt und tatsächlich sind ja mehrfache Versuche, auch bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, im Gange. Für die Anforderungen eines größeren Verschiebebahnhofs käme allerdings nur die von den Linke-Hofmann-Werken gebaute 400 PS-Lokomotive in Betracht. Die praktischen Erfahrungen haben aber, wenigstens für den regelmäßigen Bahnhofverschiebedienst noch zu keinen befriedigenden Ergebnissen geführt; insbesondere ist es das Übersetzungsgetriebe, das noch immer Schwierigkeiten bereitet.

*) Herr Prof. Lotter macht darauf aufmerksam, daß eine Lokomotive mit indirektem Antrieb, allerdings unter Zuhilfenahme von Reibrollen, für geringe Geschwindigkeiten auf Sekundärbahnen schon einmal ausgeführt wurde (Lokomotive von Grund, Organ 1874, S. 52), und daß auch von der Lokomotivfabrik Krauß & Co. in München s. Z. für die bayrischen Staatseisenbahnen Entwürfe für Nebenbahnlokomotiven mit Zahnradübersetzung ausgearbeitet wurden.

**) Zeitschrift „Elektrische Bahnen", Mai 1926, S. 172.

Darauf hingewiesen sei hier noch, daß bei der Anlage reiner **Gefällsbahnhöfe** sich die Verwendung von Drucklokomotiven ganz vermeiden läßt, was an sich gewiß vorteilhaft ist. Vollkommen geschenkt sind aber natürlich die Kosten der Bewegungskraft nicht. Denn zur Herstellung des Höhenunterschiedes müssen sämtliche Güterzüge durch Steigungsrampen gehoben werden. Der Höhenunterschied zwischen Ausfahrbahnhof und Einfahrbahnhof beträgt z. B. in Nürnberg Rgbf. rund 7 m. Da täglich durchschnittlich 4500 Wagen auf diese Höhe gehoben werden, ist dafür ein Kohlenverbrauch von etwa 3 t zu veranschlagen.

So wäre wohl doch zu untersuchen, ob nicht die Dampflokomotive im Wettbewerb mit den anderen Betriebsmitteln den besonderen Anforderungen des Verschiebedienstes insbesondere der Form des Abdrückbetriebes besser angepaßt werden kann. Vielleicht ist es durch die Kohlenstaubfeuerung, die jetzt auf den Plan tritt, möglich, einen Kessel zu schaffen, der den Anforderungen des Verschiebedienstes vollkommener entspricht als die jetzige Form. Das Abdrücken hat ja seit etwa der Jahrhundertwende einen immer größeren Umfang angenommen und heute arbeiten alle großen Verschiebeanlagen auf diese Weise. — Es konnte nicht Aufgabe dieses Aufsatzes sein, das angeschnittene Problem zu lösen, der Zweck ist vielmehr der, das Augenmerk darauf zu richten und einige Unterlagen dafür beizubringen.

## Widerstand und Trägheit der diesel-elektrischen Lokomotive.

Von Prof. Dr. Ing. E. h. **G. Lomonossoff**, Kieff.

(Aus dem Russischen übersetzt von Dr. Ing. E. Mrongovius, Berlin.)

Zur Lösung von Betriebsaufgaben ist nicht nur die Kenntnis der Zugkraft und Leistung, sondern auch des Widerstandes und des Trägheitskoeffizienten erforderlich.

Dies folgt unmittelbar aus der Zugbewegungsgleichung

$$\left(\frac{1+\gamma'}{g} G_L + \frac{1+\gamma''}{g} G_W\right)\frac{dV}{dt} = Z - W \quad . \quad . \quad . \quad A)$$

In dieser Gleichung ist $G_L$ das Gesamtgewicht der Lokomotive mit Tender, $G_w$ der Wagen, $g = 9{,}81 \text{ m/sec}^2$ die Fallbeschleunigung, V die Zuggeschwindigkeit km/h, t die Zeit in h, Z die Zugkraft am Umfang der Treibräder, W der Widerstand des Zuges als eines Systems von Fahrzeugen, $\gamma'$ der „Trägheitskoeffizient" der Lokomotive, $\gamma''$ der der Wagen. Diese Koeffizienten werden zur Berücksichtigung der Trägheitswirkung der die sich drehenden Massen eingeführt. Die kinetische Energie des Zuges (lebendige Kraft) ist daher

$$\frac{MV^2}{2} + \Sigma\frac{Jw^2}{2} = (1+\gamma)\frac{MV^2}{2}$$

wobei

$$M = \frac{G_L + G_W}{g}$$

die Masse des Zuges, W die Winkelgeschwindigkeit der sich drehenden Teile und J deren polare Trägheitsmomente sind. Der Trägheitskoeffizient des ganzen Zuges ist

$$\gamma = \frac{\Sigma Jw^2}{MV^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Wird die Summierung nur für die Wagen vorgenommen und ihre Masse eingesetzt so erhält man $\gamma''$; für die Lokomotive ergibt sich $\gamma'$.

Ferner ist der Widerstand des Zuges

$$W = G_L(w'_o + i) + G_W(w''_o + i) \quad . \quad . \quad . \quad B)$$

wobei $w''_o$ der spezifische Widerstand der Wagen in einer geraden ebenen Strecke ist, i der Widerstand der Wagen infolge einer Steigung und Kurve, $w'_o$ der Widerstand der Lokomotive als Fahrzeug. Setzt man in der Gleichung A) an Stelle der Zugkraft am Umfange der Treibräder die indizierte Zugkraft ein, so muß statt $w'_o$ der gesamte Lokomotivwiderstand $(w'_o + w_m)$ eingesetzt werden, wo $w_m$ der Lokomotivwiderstand als Maschine ist. Die Gleichung A) erhält dann die folgende Form:

$$\left(\frac{1+\gamma'}{127} G_L + \frac{1+\gamma''}{127} G_W\right)\frac{dV}{dt} = Z - G_L \cdot w'_o - G_W \cdot w''_o - (G_L + G_W)\, i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Diese Gleichung zeigt, daß zur rechnerischen Feststellung der Bewegungsgesetze eines Zuges vom Gewicht $G_W$ außer der Lokomotivzugkraft Z noch die Werte $w'_o$ und $\gamma'_o$ bekannt sein müssen.

Der Lokomotivwiderstand ist eingehend erforscht worden. Jedoch entstanden beim Entwerfen der ersten russischen Diesellokomotiven große Bedenken hinsichtlich der Schätzung ihres Wertes $w'_o$. Die Bestimmung dieses Wertes durch den Versuch war daher von großem Interesse. Von noch größerem Interesse ist aber die Feststellung des Wertes $\gamma'$ und zwar aus folgendem Grunde. Bei Dampflokomotiven drehen sich nur die Achsen mit den Schubstangen, Gegengewichten und Kuppelstangen, mit der gemeinsamen Winkelgeschwindigkeit $w = \frac{V}{R}$, wo R der Halbmesser der Treibräder ist. Daraus folgt für Dampflokomotiven

$$\gamma' = \frac{g}{G_L}\Sigma\frac{J}{R^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Berechnungen nach dieser Gleichung ergeben für alle jetzigen Dampflokomotiven $\gamma'$ sehr nahe zu 5 v. H. Bei Diesellokomotiven mit elektrischer Übertragung drehen sich mit den Achsen auch die Anker der Elektromotoren, bei der Dieselgetriebelokomotive die Übersetzungszahnräder und der Dieselmotor selbst. Für Diesellokomotiven muß daher $\gamma'$ wesentlich größer sein. Tatsächlich zeigten auch die ersten Fahrten mit der diesel-elektrischen Lokomotive Nr. 001*), daß sie bei gleichen Zugkraftswerten langsamere Zu- und Abnahme der Geschwindigkeit aufweist als die gleichwertige russische E-Heißdampflokomotive, d. h. daß ihre Trägheit größer ist.

Aus diesem Grunde wurden besondere Versuche zur Feststellung von $\gamma'$ und $w'_o$ für die diesel-elektrische Lokomotive Nr. 001 durchgeführt indem man die Lokomotive in einem Gefälle ablaufen ließ.

Dieses Verfahren wurde erstmals von Prof. Frank**) im Jahre 1879 angewandt. Mit großem Erfolg wurde es dann angewandt von Desdouits***), Leitzmann†), Sanzin††) und dem Verfasser gemeinsam mit Lebedeff†††). Die Bewegungsgleichung des abrollenden Fahrzeuges ist

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{1+\gamma}(i - x), \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

oder

$$x = i - \frac{1+\gamma}{g}\frac{dV}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

wo x der gesuchte spezifische Widerstand ist. Diese Gleichung zeigt, daß die Feststellung von x durch Abrollen bei ge-

*) Organ 1926, Seite 193.

**) Frank. Die Widerstände der Lokomotiven und Bahnzüge. 1886.

***) Desdouits. Application de la méthode rationelle aux études dynamometriques. 1886.

†) Leitzmann und v. Borries. Theoretisches Handbuch des Lokomotivbaues. 1911, S. 283.

††) Z. V. d. I. 1911, S. 1458.

†††) Lomonossoff. Lokomotivversuche in Rußland. 1926, S. 270—273.

gebenem $\gamma$ in der Feststellung der Beschleunigung des Fahrzeuges besteht. Der Apparat von **Desdouits** ist für diese Zwecke zu roh. Die Geschwindigkeitsmessung mittels der Geschwindigkeitsanzeiger ist ebenfalls verlässig. Der Verfasser kam auf Grund ungünstiger Erfahrungen zu der Überzeugung, daß man sich nur auf den Sekundenmesser verlassen kann.

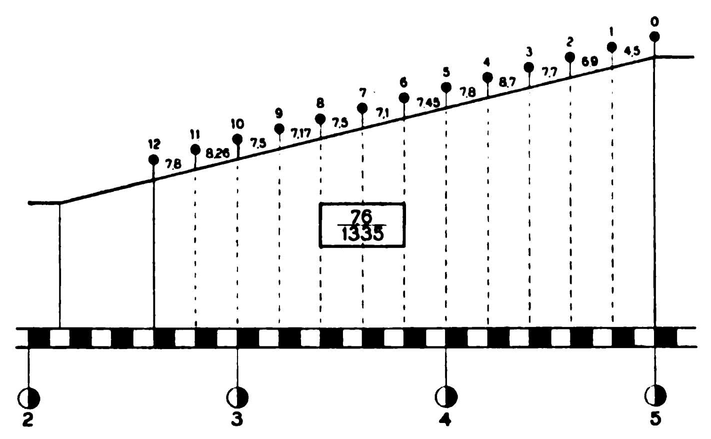



Abb. 1. Egorieff-Strecke der Moskau-Kasan-Bahn.

Um mittels des Sekundenmessers die Beschleunigung des abrollenden Fahrzeuges festzustellen, muß das Versuchsgefälle in eine möglichst große Anzahl von Abschnitten von 100 bis 250 m Länge eingeteilt werden. Die Aufgabe der

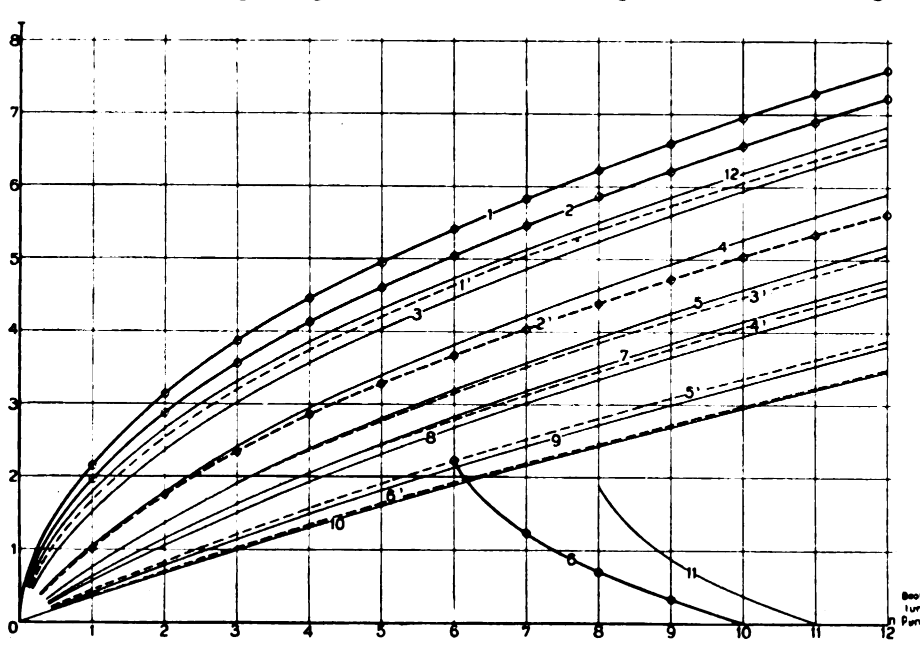



Abb. 2. Ergebnisse der Versuchsfahrten zur Widerstandsbestimmung als Funktion $s = f(t)$.

Beobachter besteht darin, nach dem Sekundenmesser die Zeitpunkte der Durchfahrt jedes Grenzzeichens der einzelnen Abschnitte genau aufzuzeichnen. Mittels dieser Aufzeichnungen erhält man die Beziehung

$$s = f(t).$$

Aus der ersten Differentiierung folgt

$$V = f'(t).$$

Aus der zweiten Differentiierung folgt

$$\frac{dV}{dt} = f''(t).$$

Diese letzte Beziehung gibt zusammen mit der ersten die Möglichkeit, die Beschleunigung des abrollenden Fahrzeuges, also auch x an beliebiger Stelle des Versuchsgefälles festzustellen. Beide Beziehungen gestatten die Feststellung von V an derselben Stelle. Man erhält somit eine Reihe von Werten für x und V. Um die gesuchte Beziehung zwischen diesen Werten zu erhalten, müssen sie noch auf Millimeterpapier aufgetragen und durch eine stetige Kurve verbunden werden. Die Anwendung dieses Verfahrens bei der russischen Diesellokomotive bot jedoch beträchtliche Schwierigkeiten, da für diese Lokomotive der genaue Wert $\gamma'$ nicht bekannt war. Zur Feststellung dieses Wertes ließ man die Lokomotive mit g l e i c h e n Geschwindigkeiten in zwei verschiedenen Gefällen ablaufen.

Dazu wurde das $7{,}5^0/_{00}$ Gefälle am Anfang der Zweigbahn Egorievsk der Moskau-Kasan-Direktion gewählt. Das Gefälle liegt in einer Geraden, läßt aber, wie Abb. 1 zeigt, in bezug auf Gleichmäßigkeit recht viel zu wünschen übrig. Die stärksten Abweichungen vom mittleren Gefälle weisen die Abschnitte 1, 2, 11 und 12 auf, die deshalb bei den Versuchen ausgeschlossen wurden.

Der Versuch wurde am 2. Oktober 1925 angestellt. Es wurden 18 Fahrten durchgeführt, davon zwölf Fahrten im Betriebszustande und sechs Fahrten mit abgehobenen Kollektorbürsten der Motoren. Nur der Widerstand der Lokomotive im letzteren Zustande kann als Fahrzeugwiderstand gelten. Die Widerstandserhöhung im Generator infolge Arbeitseinstellung der Motoren bei Fahrt durch lebendige Kraft gehört schon zum Widerstand der Diesellokomotive als elektrische Maschine. Bei abgehobenen Bürsten wurde die Lokomotive vor Beginn des Versuches von einer mit ihr nicht gekuppelten Dampflokomotive geschoben.

Bei 16 Fahrten rollte die Diesellokomotive durch lebendige Kraft im Gefälle abwärts, während bei zwei Fahrten (Nr. 6 und 11) die Diesellokomotive die Dampflokomotive in die Steigung hinaufschob und dann von ihr zurückblieb. Dieses Verfahren ist sehr bequem für Widerstandsbestimmungen bei geringen Geschwindigkeiten.

Abb. 2 zeigt die Ergebnisse sämtlicher Fahrten als Funktionen

$$s = f(t),$$

wobei die Fahrten mit abgehobenen Bürsten durch punktierte Kurven dargestellt sind. Der Verlauf aller Kurven ist ziemlich stetig. Trotzdem wurden nur die Kurven der Fahrten 1, 2, 6 (Hinaufschieben) und der 2′ weiteren Bearbeitung unterworfen, da nur diese Kurven keine Knickstellen im Verlauf aufweisen. In Abb. 2 sind diese Kurven kräftiger ausgezogen.

Bei der Differentiierung dieser Kurven wurde als erste Annäherung angenommen, daß die Geschwindigkeit innerhalb jedes Streckenabschnittes konstant ist und durch die Gleichung

$$v_c = \frac{s_{n+1} - s_n}{t_{n+1} - t_n}$$

ausgedrückt werden kann, wobei s in Meter und t in Sekunden einzusetzen ist. Die erzielten Geschwindigkeiten in m/sec sind in den Abb. 3 bis 6 als Kreise eingetragen, wobei diese Werte sich auf die mittlere Fahrzeit in dem jeweiligen Abschnitt, d. h. auf

$$t_c = \frac{t_{n+1} + t_n}{2}$$

beziehen. Die durch die Kreise gezogenen stetigen Kurven stellen die Beziehungen

$$v = f'(t)$$

dar, die dann in gleicher Weise zum zweitenmal differentiiert wurden.

Die Abb. 3 bis 6 zeigen die Werte

$$\left(\frac{d\,v}{d\,t}\right)_c = \frac{v_{n+1} - v_n}{t_{n+1} - t_n}$$

bezogen auf die Zeit $t_c$.

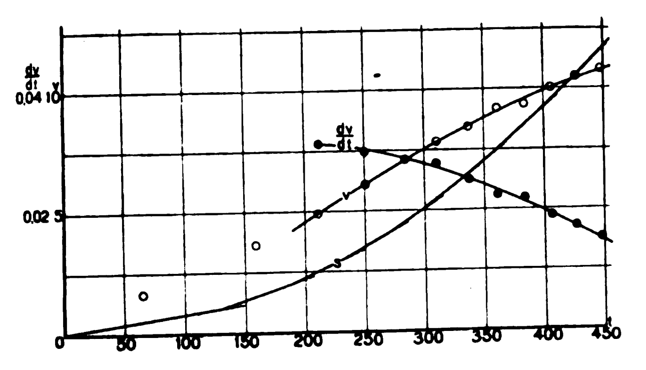



Abb. 3. Fahrt Nr. 1.

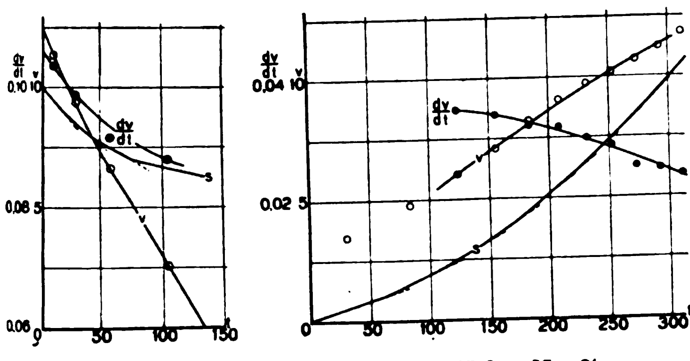



Abb. 4. Fahrt Nr. 6. Abb. 6. Fahrt Nr. 2'.

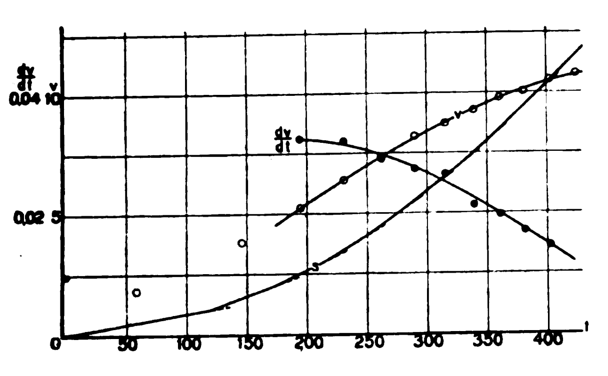



Abb. 5. Fahrt Nr. 2.

Nach den in gleicher Weise erhaltenen Kurven

$$\frac{d\,v}{d\,t} = f''(t)$$

und

$$v = f'(t)$$

wurden die Kurven $\frac{d\,v}{d\,t} = \varphi(v)$

aufgezeichnet, aus denen unmittelbar die Kurve

$$x = i - \frac{1000\,(1+\gamma)}{g}\,\frac{d\,v}{d\,t} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 6)$$

erhalten werden könnte, wenn die genauen Werte von $(1+\gamma)$ bekannt wären.

Läßt man die Lokomotive mit derselben Geschwindigkeit v in zwei verschiedenen Gefällen $i_1$ und $i_2$ ablaufen, so ist für das erste Gefälle

$$\left(\frac{d\,v}{d\,t}\right)_1 = \frac{g}{1000\,(1+\gamma)}\,(i_1 - x),$$

und für das zweite Gefälle

$$\left(\frac{d\,v}{d\,t}\right)_2 = \frac{g}{1000\,(1+\gamma)}\,(i_2 - x).$$

Da $V_1 = V_2$ ist, so ist auch $x_1 = x_2$. Zieht man daher die zweite Gleichung — von der ersten Gleichung — ab, so folgt

$$\left(\frac{d\,v}{d\,t}\right)_1 - \left(\frac{d\,v}{d\,t}\right)_2 = \frac{g}{1000\,(1+\gamma)}\,(i_1 - i_2).$$

Daraus ergibt sich

$$1 + \gamma = 0{,}001\,\frac{g\,(i_1 - i_2)}{\left(\frac{d\,v}{d\,t}\right)_1 - \left(\frac{d\,v}{d\,t}\right)_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 7)$$

Oder bezeichnet man

$$\frac{d\,v/d\,t}{g} = \alpha,$$

so folgt

$$1 + \gamma = 0{,}001\,\frac{i_1 - i_2}{\alpha_1 - \alpha_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 8)$$

Mittels dieser Gleichung kann aus den Beschleunigungswerten in verschiedenen Gefällen bei gleichen Geschwindigkeiten der Wert $(1+\gamma)$ bestimmt werden. Hierbei ist klar, daß je größer die absoluten Unterschiede

$$i_1 - i_2$$

und

$$\alpha_1 - \alpha_2$$

sind, um so genauer ist die Feststellung von $(1+\gamma)$. Aus diesem Grunde wurde außer dem Abrollen auch das „Aufschiebe"-Verfahren angewandt. Beim ersten Verfahren war

$$i_1 \cong 7{,}5$$

beim zweiten

$$i_2 \cong -7{,}5.$$

Hieraus folgt

$$i_1 - i_2 \cong 15.$$

Abb. 7.

Der Wert $\gamma'$ wurde durch Berechnungen für die russische diesel-elektrische Lokomotive zu

$$\gamma = 0{,}18$$

ermittelt, d. h. fast viermal größer als bei Dampflokomotiven.

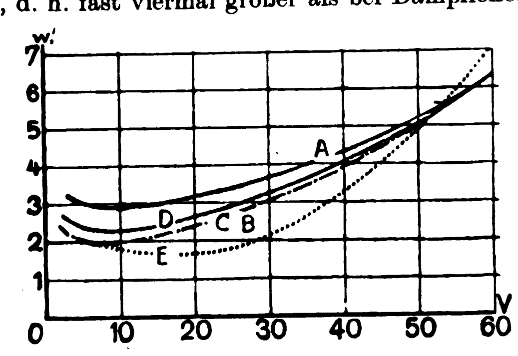



Abb. 8. (Siehe hierzu Erläuterungen bei Abb. 9, Seite 136).

Kennt man $\gamma'$ und hat man die Versuchskurven $\alpha$, so kann man mittels der Gleichung 5), welche in unserem Fall die Form

$$x = i - 1180\,\alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 9)$$

annimmt, den Wert x bestimmen. Hierbei sei daran erinnert,

daß mittels der Werte $\alpha$ — die den Versuchen mit abgehobenen Bürsten entsprechen —, nach dieser Gleichung die Werte $w'_o$, d. h. die Werte des spezifischen Widerstandes der Lokomotive als Fahrzeug erhalten werden. Mittels der Kurven $\frac{dv}{dt}$, die bei aufgelegten Bürsten erzielt wurden, werden dagegen mit derselben Gleichung die Werte

$$w'_o + w'_m$$

festgestellt, d. h. die Widerstandswerte der Diesellokomotive als Fahrzeug und gleichzeitig als Maschine ohne Strom. Die letzteren Versuche entsprechen den Versuchen an Dampflokomotiven im Betriebszustande ohne Dampf, während die ersten der Bewegung von Dampflokomotiven mit abgehängten Treibstangen entsprechen.

Die Ergebnisse aller Berechnungen sind in Abb. 7 eingetragen, wobei die Kreise die Werte ($w'_o + w'_m$) und die schwarzen Punkte die Werte $w'_o$ darstellen. Bemerkenswert ist der außerordentlich stetige Verlauf insbesondere der schwarzen Punkte. Dies zeigt, daß die Beobachtungen und Berechnungen mit ausreichender Genauigkeit durchgeführt wurden und bestätigt damit das Endergebnis.

Die durch diese Punkte gelegten ausgezogenen Kurven lassen sich durch die Gleichungen darstellen:

$$w'_o = 2{,}85 + 0{,}0009\ V^2$$

und

$$w'_o + w'_m = 3{,}1 + 0{,}0014\ V^2,$$

woraus folgt

$$w'_m = 0{,}25 + 0{,}0005\ V^2.$$

Der Verfasser hält jedoch die punktiert gezogenen Kurven, welche den Gleichungen

$$w'_o = 3 + 0{,}0008\ V^2$$

und

$$w'_o + w'_m = 3 + 0{,}0015\ V^2$$

entsprechen, für richtiger. Es folgt dann

$$w'_m = 0{,}0007\ V^2.$$

Zu beachten ist, daß alle diese Kurven und Gleichungen nur bei Geschwindigkeiten

$$V > 8\ \text{km/h}$$

richtig sind; bei Unterschreitung dieser Geschwindigkeit beginnt der Widerstand aller Eisenbahnfahrzeuge wieder anzusteigen*).

In Abb. 8 ist die $w_o'$-Kurve für die russische diesel-elektrische Lokomotive den entsprechenden Kurven $w'_o$ verschiedener Dampflokomotiven gegenübergestellt.

In Abb. 9 sind die Kurven des Gesamtwiderstandes ($w_o' + w'_m$) für verschiedene Lokomotiven bei Leerlauf zusammengestellt, d. h. ohne Dampf oder Strom.

Abb. 8 zeigt, daß für die diesel-elektrische Lokomotive der Widerstand $w'_o$ etwas höher ist als für Dampflokomotiven.

*) Lomonossoff, Lokomotivversuche in Rußland. 1926, Seite 270.

Anders ist es beim Widerstand ($w'_o + w'_m$), den wir bei Dampflokomotiven als den Gesamtwiderstand bei geschlossenem Regler bezeichnen. Wie Abb. 9 zeigt ist dieser Widerstand bei der Diesellokomotive um das Vielfache kleiner, als bei Dampflokomotiven. Diese Tatsache wurde bereits bei den ersten Fahrten der diesel-elektrischen Lokomotive

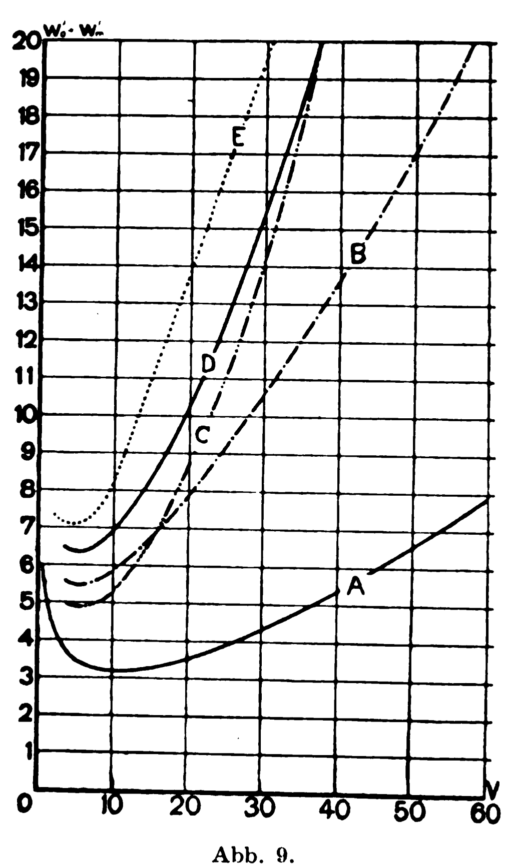



Abb. 9.

Erläuterungen zu Abb. 8 und 9.

A ———— Diesel-elektrische Lokomotive Nr. 001.
B —·—·— D Verbund-Sattdampf-Lokomotive.
C —··—··— D Verbund-Heißdampf-Lokomotive.
D ———— E Heißdampf-Lokomotive.
E ............ Mallet-Verbund-Heißdampf-Lokomotive.

Nr. 001 bemerkt. Sie ist für die lokomotivtechnische Beurteilung derselben von großer Bedeutung. Die Folge dieser Eigenschaft ist, daß Güterzüge mit der diesel-elektrischen Lokomotive auch in solchen Gefällen ohne Arbeitsleistung fahren können, wo Dampflokomotiven unbedingt eine gewisse Leistung entwickeln müssen.

## Der Reibungswert und die Höchstleistung von Lokomotiven.

Von Dipl.-Ing. **N. Dobrowolski,** Moskau. (Aus dem Russischen übersetzt von Dr. Ing. E. Mrongovius, Berlin.)

Die höchste Zugkraft von Dampf- und Diesellokomotiven bestimmt sich durch das Reibungsgewicht und den Reibungswert zwischen den Treibrädern und den Schienen. Die höchste Leistung einer Dampflokomotive ist bestimmt durch die Abmessungen und die zulässige Beanspruchung des Kessels. Die höchste Leistung einer Diesellokomotive wird bestimmt durch die Leistung des Hauptmotors. Der Reibungswert ist, wie nach den Versuchen von Wichert**) angenommen werden muß, nicht konstant, sondern hängt von der Geschwindigkeit ab und sinkt mit wachsender Geschwindigkeit nach einem bestimmten Gesetz. Bei einer Dampflokomotive sinkt bei gegebener Dampferzeugung des Kessels auch die Zugkraft mit der Geschwindigkeit.

**) „Elektrische Bahnen", März 1927, Heft 3, Seite 90.

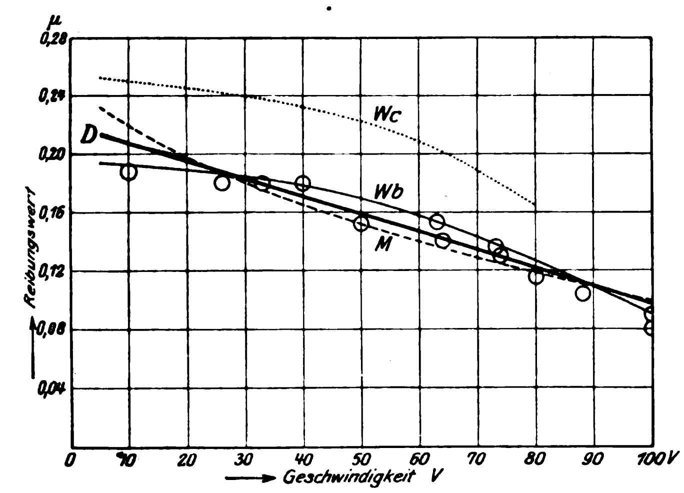
Diese Übereinstimmung in der Veränderung des Reibungswertes und der Zugkraft bei Dampflokomotiven hat zur Folge, daß eine Dampflokomotive meist nur bei geringen Geschwindigkeiten schleudert, wenn die durch den Kessel und die Dampfmaschine bedingte Zugkraft größer wird als die Zugkraft der Dampflokomotive aus der Reibung.

Bei dem im Dampflokomotivbau üblichen Verhältnis zwischen den Kesselabmessungen und dem Reibungsgewicht sinkt mit wachsender Geschwindigkeit die durch den Kessel bedingte Zugkraft rascher als der Reibungswert, so daß bei Dampfbetrieb bei hohen Geschwindigkeiten die Frage des Reibungswertes praktisch bedeutungslos ist.

Anders ist es bei elektrischen Lokomotiven und Diesellokomotiven mit unmittelbarer Übertragung. Hier muß der

Reibungswert für verschiedene Geschwindigkeiten genau bestimmt werden, im Zusammenhang hiermit auch die höchstzulässige Lokomotivleistung bei gegebenem Reibungsgewicht.

Bei elektrischen Lokomotiven und bei Diesellokomotiven mit elektrischer Übertragung werden infolge des gleichmäßigen Drehmoments übermäßig hohe Reibungswerte angenommen. Dieser Wert erreicht manchmal $^1/_3$, was als zu hoch anzusehen ist und im normalen Betrieb nicht verwirklicht werden kann. Tatsächlich ist er wesentlich niedriger und sinkt rasch mit wachsender Geschwindigkeit. Zur Feststellung der Abhängigkeit des Reibungswertes von der Geschwindigkeit führte Wichert a. a. Ort besondere Versuche mit elektrischen Lokomotiven durch, bei denen die Schleudergrenze bei verschiedenen Geschwindigkeiten erreicht werden kann. Wichert bestimmte durch Zugkraftmessung mit Hilfe einer Meßdose im ersten Augenblick des Schleuderns den bei der jeweiligen Geschwindigkeit erreichten Reibungswert. Er führte seine Versuche für trockene und nasse Schienen durch.




Versuchsergebnisse zur Ermittlung des Reibungswertes.

In der aus der Veröffentlichung entnommenen Abbildung sind die Versuchsergebnisse durch die Kurve ($W_c$) dargestellt, die die Beziehung zwischen Reibungswert $\mu$ und Geschwindigkeit V bei trockenen Schienen gibt. Die eingetragenen Punkte ($W_b$) zeigen die Ergebnisse der Versuchsmessungen Wicherts bei nassen Schienen. In der gleichen Abbildung ist eine Kurve (M) eingezeichnet, die im Jahre 1923 von Müller für mittlere Betriebsverhältnisse festgestellt worden ist.

Die Versuchsergebnisse von Wichert und Müller sollen nun verallgemeinert und untersucht werden.

Zunächst schliessen wir die obere sich auf trockene Schienen beziehende Kurve ($W_c$) von Wichert aus, da die Berechnung einer Lokomotive für die ungünstigsten Verhältnisse, d. h. für nasse Schienen durchgeführt werden muß. Auf die Sandstreuer darf man sich nicht verlassen, da der Sand die Reibung nur im Augenblick des Anfahrens erhöhen soll, sowie bei gelegentlicher Benetzung der Schienen durch Naphta, Schmieröl usw.

Aus den Angaben von Wichert und Müller kann folgende Gleichung abgeleitet werden:

$$\mu = 0{,}22 - 0{,}0012\,V \qquad 1)$$

Die Zahlenwerte dieser Gleichung gelten, streng genommen, nur für elektrische Lokomotiven und Diesellokomotiven mit elektrischer Übertragung.

Für jede Lokomotivart verallgemeinert kann die Gleichung in folgender Weise geschrieben werden:

$$\mu = \mu_0 - \alpha V \qquad 2)$$

wo $\mu_0$ der Reibungswert beim Anfahren und $\alpha$ ein durch Versuche festzustellender Wert ist. Der Wert $\mu_0$ ergibt sich aus dem Reibungswert zwischen Radreifen und Schienen und der Gleichmäßigkeit des Drehmoments. Für alle Lokomotivbauarten, außer der elektrischen, kann dieser Wert zu 0,20 angenommen werden.

Der Wert $\alpha$ ist nicht genau bekannt und muß durch besondere Versuche festgestellt werden. Man kann jedoch behaupten, daß bei jeder Übertragungsart von Diesellokomotiven der Wert $\alpha$ nicht geringer sein wird als bei elektrischen Lokomotiven. Infolgedessen kann auch für Diesellokomotiven mit unmittelbarer Übertragung folgende Gleichung gelten:

$$\mu = 0{,}20 - 0{,}00125\,V \qquad 3)$$

Die höchste am Umfang der Treibräder einer Lokomotive entwickelte Leistung aus der möglichen Reibungszugkraft wird also durch folgende Gleichung ausgedrückt:

$$N = \frac{P_c\,(\mu_0 - \alpha V)\,V}{270} \qquad 4)$$

wo $P_c$ das Reibungsgewicht der Lokomotive in kg ist.

Diese außerordentlich wichtige Beziehung widerspricht stark der üblichen Anschauung über die Leistung einer Diesellokomotive mit unmittelbarer Übertragung, die angeblich nach dem Gesetz einer Geraden wächst. Diese Anschauung ist unter Zugrundelegung eines veränderlichen Reibungswertes nicht zutreffend. Die Gleichung 4) gibt eine bestimmte Beziehung zwischen dem Reibungsgewicht einer Lokomotive und derjenigen Leistung, die bei der vollen Ausnutzung des Reibungsgewichtes verwirklicht werden kann.

Aus der obigen Gleichung läßt sich die höchste Leistung ermitteln, die eine Lokomotive nach ihrer Reibung auf den Schienen erreichen kann.

Durch differentieren folgt:

$$\frac{dN}{dV} = \frac{P_c}{270}\,(\mu_0 - 2\,\alpha V) \qquad 5)$$

und aus

$$\frac{dN}{dV} = 0 \therefore V_m = \frac{\mu_0}{2\,\alpha} \qquad 6)$$

und

$$N_{max} = \frac{P_c\,\mu_0^2}{270\,.\,4\,\alpha} \cong \frac{P_c\,\mu_0^2}{\alpha} \qquad 7)$$

wo $P_0$ das Reibungsgewicht in t ist.

Wir haben somit die höchste Leistung $N_{max}$ bei einem gegebenen Reibungsgewicht $P_c$ und diejenige Geschwindigkeit $V_m$ festgestellt, bei welcher diese Leistung erreicht werden kann.

Bei den zugrundegelegten Werten von $\mu_0$ und $\alpha$ folgt mit für praktische Zwecke genügender Genauigkeit

$$V_m = \frac{0{,}20}{2\,.\,0{,}00125} = 80\,\text{km/h} \qquad 8)$$

$$N_{max} \cong 30\,P_c\,\text{PS} \qquad 9)$$

Der festgestellte Wert $V_m$ ist ein Grenzwert für Personenzug-Diesellokomotiven. Im Güterzugverkehr werden solche Geschwindigkeiten nicht erreicht. Infolgedessen muß für Güterzuglokomotiven eine im Betrieb zulässige Höchstgeschwindigkeit angenommen und für diese die Leistung errechnet werden.

Die höchste Betriebsgeschwindigkeit einer Güterzuglokomotive kann zu V = 50 km/Std. angenommen werden, da höhere Geschwindigkeiten nur bei leichten Profilen erreicht werden, wenn die volle Motorleistung nicht mehr nötig ist.

Aus Gleichung 4) folgt dann

$$N_{max} = \frac{P_c\,(\mu_0 - 50\,\alpha)\,50}{270}.$$

Nach Einsetzen der gleichen Werte für $\mu_0$ und $\alpha$ erhalten wir die Gleichung

$$N_{max} \geqq 25 P_0 \ldots (P_0 \text{ in t}) \quad \ldots \quad 10)$$

Diese Gleichungen legen die Höchstleistungen von Lokomotiven eines bestimmten Reibungsgewichtes fest und zeigen anschaulich die Zwecklosigkeit, die Leistungen der Hauptmotoren übermäßig zu erhöhen ohne gleichzeitige Erhöhung des Reibungsgewichtes. Für eine Personenzuglokomotive mit einem Reibungsgewicht von 80 t (4 Achsen mit je 20 t Achsbelastung) erhalten wir also als höchste ausnutzbare Leistung 2400 PS, für eine Güterzuglokomotive mit 100 t Reibungsgewicht (5 Achsen mit je 20 t Achsbelastung) 2500 PS.

# Berichte.

## 1 C + C 1-h 4 Garratt-Lokomotive der London, Midland und Schottischen Bahn.

Zunächst sind drei Stück derartige Lokomotiven für die Beförderung von Güterzügen auf der Strecke von Toton in Derbyshire nach London von Beyer Peacock und Co. in Manchester gebaut worden. Die Lokomotiven lassen sich aber wegen ihrer geringen Umgrenzungsabmessungen und des verhältnismäßig niedrigen Achsdruckes auf allen Linien der Eigentumsbahn verwenden. Diese Eigenschaft ist für die englischen Eisenbahnen sehr wichtig, weil die verschiedenen Bahnnetze nach der vor einigen Jahren vorgenommenen Zusammenlegung Strecken mit ganz verschiedener Umgrenzungslinie und wechselndem Oberbau besitzen. Hieraus und aus der Beengung durch die enge Umgrenzung überhaupt ist die neuerdings in Erscheinung tretende Vorliebe für die Garratt-Bauart zu erklären*).

Die beiden Drehgestelle sind in enger Anlehnung an die 1 C-h 2 Lokomotive der Bahn entworfen**), so daß eine große Zahl von Teilen bei beiden Lokomotiven gleich ist. Auch die Kesselausrüstung und der Überhitzer sind genormt. Einrichtung zum Wasserfassen während der Fahrt ist für beide Fahrtrichtungen vorgesehen. Überhaupt wird die Lokomotive in beiden Fahrtrichtungen verwendet, ohne daß ein Drehen erforderlich ist. Ob die Achsanordnung, bei der in jeder Fahrtrichtung bei einem Drehgestell die Kuppelachse führt, für höhere Geschwindigkeiten genügt, scheint zweifelhaft; man ist aber in England in dieser Beziehung auch bisher schon ziemlich sorglos gewesen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind:

| | | |
|---|---|---|
| Kesselüberdruck | 13,4 | at |
| Zylinderdurchmesser | 4 × 470 | mm |
| Kolbenhub | 660 | „ |
| Kesseldurchmesser, hinten, außen | 1905 | „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2591 | „ |
| Feuerbüchse, Länge | 2565 | „ |
| Heizrohre, Anzahl | 209 | Stück |
| „ Durchmesser | 51 | mm |
| Rauchrohre, Anzahl | 36 | Stück |
| „ Durchmesser | 140 | mm |
| Heizfläche der Feuerbüchse | 17,0 | m² |
| „ „ Rohre | 182,0 | „ |
| „ des Überhitzers | 46,4 | „ |
| „ — im Ganzen — H | 245,4 | „ |
| Rostfläche R | 4,13 | „ |
| Durchmesser der Treibräder | 1600 | mm |
| „ „ Laufräder | 1003 | „ |
| Fester Achsstand eines Drehgestells | 5029 | „ |
| Ganzer „ „ „ | 7848 | „ |
| Abstand der Drehzapfen | 12344 | „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 24079 | „ |
| Ganze Länge der Lokomotive | 26965 | „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 118,20 | t |
| Dienstgewicht G | 150,85 | „ |
| Größter Achsdruck | 20,55 | „ |
| Vorrat an Wasser | 20,5 | m³ |
| „ „ Brennstoff | 7,0 | t |
| H : R | 59,5 | „ |
| H : G | 1,63 | m²t |
| H : $G_1$ | 2,08 | „ |
| Metergewicht | 5,6 | t/m |

(The Railw. Engineer 1927, Juli.) R. D.

*) Organ 1925, S. 514, 1 D 1 + 1 D 1 Lokomotive der LNER.
**) Organ 1927, S. 229.

## 1 D+D 1-h 4 v Garratt-Lokomotive der Eisenbahnen von Birma.

Die meterspurigen Eisenbahnen des unter englischem Einfluß stehenden Königreiches Birma in Hinterindien haben schon 1924 eine 1 D+D 1-h 4 Garratt-Lokomotive beschafft und mit dieser und einer Mallet-Verbund-Lokomotive gleicher Größe Vergleichsversuche angestellt. Dabei hatte die Garratt-Lokomotive durchschnittlich 18$^1/_2$% Brennstoffersparnis ergeben. Um die Grundlagen dieser Versuche noch gleichmäßiger zu gestalten, hat die Bahn neuerdings auch eine Garratt-Verbundlokomotive beschafft. Bisher sind Garratt-Lokomotiven nur mit einfacher Dampfdehnung gebaut worden, wohl eine Folge davon, daß man in England, wo man diese Bauart fast ausschließlich gefördert hat, für die Verbundwirkung nicht viel übrig hat.

Die Lokomotive ist von Beyer Peacock und Co. in Manchester für Meterspur gebaut. Sie weist abgesehen von der Verbundwirkung noch einige andere Besonderheiten auf. Die auf den beiden Drehgestellen sitzenden Vorratsbehälter sind soweit gehoben, daß unter ihnen noch eine gute Zugänglichkeit zum Inneren der Drehgestelle und den dort liegenden Dampfleitungen gesichert ist. Da die Lokomotive längere Gefälle von 25 und 40‰ befahren soll, ist eine besondere Kühlung für die gebremsten Radreifen — sämtliche Kuppelachsen werden einseitig gebremst — vorgesehen. Während des Bremsens wird selbsttätig Wasser gegen die Reifen gespritzt. Das Führerhaus ist wegen der in Indien herrschenden Hitze sehr geräumig ausgeführt und wird mittels Ventilatoren die auf dem Dach sitzen, entlüftet. Die Laufachsen sind radial einstellbar, die hinteren Kuppelachsen seitenverschiebbar gelagert. Der Kessel hat Belpaire-Feuerbüchse.

Die Hauptabmessungen sind:

| | | |
|---|---|---|
| Kesselüberdruck | 14 | at |
| Zylinderdurchmesser, Hochdruck | 445 | mm |
| „ Niederdruck | 673 | „ |
| Kolbenhub | 508 | „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2210 | „ |
| Heizfläche des Überhitzers | 29,5 | m² |
| „ — im Ganzen — H | 191,5 | „ |
| Rostfläche R | 4,1 | „ |
| Durchmesser der Treibräder | 991 | mm |
| Fester Achsstand jedes Drehgestells | 2235 | „ |
| Ganzer „ „ „ | 5296 | „ |
| Abstand der Drehzapfen | 10058 | „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 18161 | „ |
| Ganze Länge der Lokomotive | 21336 | „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 86,0 | t |
| Dienstgewicht G | 105,0 | „ |
| Vorrat an Wasser | 8,1 | m³ |
| „ „ Brennstoff (Kohle) | 4,0 | t |
| Metergewicht | 4,92 | t/m |

Bei Versuchsfahrten hat die Lokomotive auf einer Steigung von 40‰ einen Zug von 223 t geschleppt, d. h. 40 t mehr als die im übrigen gleiche Garratt-Lokomotive ohne Verbundwirkung.

(The Railw. Engineer 1927, Dezember.) R. D.

## 1 D + D 1 Mallet-Güterzuglokomotive der Denver und Rio Grande Western Bahn*).

Hierzu Abb. 1 bis 6 auf Tafel 8.

Die immer größer werdenden Anforderungen an die Schleppleistungen der Lokomotiven durch die ständig vergrößerten Zugeinheiten haben in den letzten Jahren in allen Ländern der Erde

*) Siehe auch Organ 1924. S. 329; 1926, S. 52.

zu Bauprogrammen geführt, die dieses Ziel einerseits durch Verminderung der Laufwiderstände der Wagen, andrerseits und hauptsächlich durch Vergrößerung der Abmessungen und durch Erhöhung der Treibachsdrücke der Lokomotiven zu erreichen suchen. Die 1 D+D 1 Mallet-Lokomotive (siehe Textabb. und Abb. 1 bis 6, Taf. 8), die kürzlich von der American Locomotive Co in 10 Stück an die Denver und Rio Grande Western Eisenbahn für die Strecken Grand Junction — Tennessee Paß — Salida bzw. Pueblo (Colorado) abgeliefert wurden, stehen nun in dieser Beziehung an der Spitze.

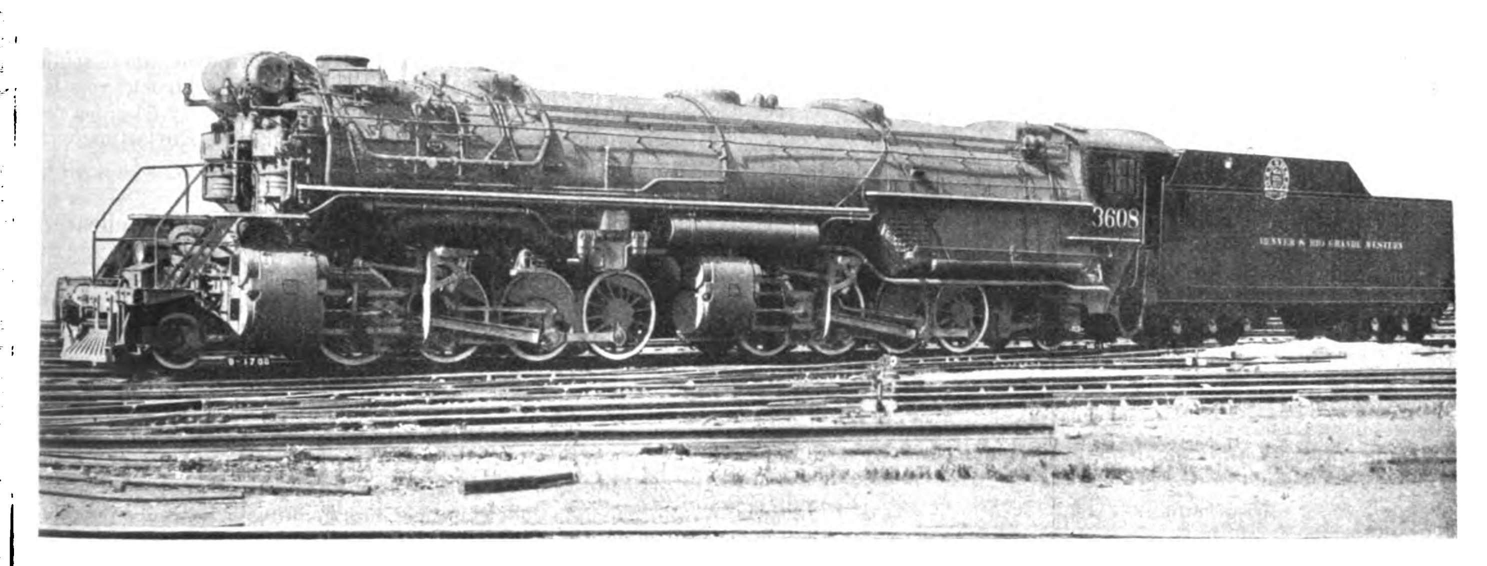
Das Leistungsprogramm sieht auf weniger steilen Strecken eine Beförderung von 3000 t-Zügen mit einer Geschwindigkeit von 40 km/Std. vor, während auf Strecken mittlerer Schwierigkeit leichtere Züge mit der gleichen Geschwindigkeit gefahren werden sollen. Der schwierigste Teil der Linie führt von Minturn zum Tennessee Paß, wo auf einer Länge von 33 km eine durchschnittliche Steigung von 1:33 mit Krümmungen bis herunter zu 109 m Halbmesser zu überwinden sind. Zur Bewältigung dieser Steilrampe werden zwei kleinere Mallet-Maschinen als Hilfsmaschinen beigegeben. Von Tennessee Paß bis Salida (107 km) und bis Pueblo (216 km) fahren die Lokomotiven ohne Vorspann.

Die Lokomotive besitzt für ihre beiden Triebgestelle Zylinder mit einfacher Dehnung mit einem Durchmesser von 660 mm und einem Hub von 813 mm und arbeitet mit einer Kesselspannung von 16,9 at. Die Zugkraft erreicht bei einer Füllung von 70% die bemerkenswerte Größe von 59783 kg, was bei einem Gesamtachsdruck der acht gekuppelten Achsen von 253,8 t (Einzelachsdruck 31,7 t) eine Reibungsziffer von 1:4,2 ergibt.

Die Abmessungen des Kessels sind ungewöhnlich groß. Der innere Durchmesser beträgt an der Rauchkammer 2564 mm, der äußere Durchmesser an der Stehkesselvorderwand 2794 mm. Der Langkessel besitzt 284 Siederohre mit 57,3 mm Durchmesser und 74 Rauchrohre mit 139,7 mm Durchmesser bei einer Rohrlänge von 7315 mm. Die Feuerbüchse hat, sowohl was Rost- als auch was Heizfläche anbetrifft, wohl die größten Abmessungen, die bisher bei Lokomotiven baulich verwirklicht wurden. Der Rost hat bei einer Länge von 4623 mm und einer Breite von 2743 mm eine Fläche von 12,68 m², die durch eine mechanische Rostbeschickung mit Kohlen befeuert wird. Um eine gute Verbrennung zu erzielen, ist die Feuerbüchse mit einer 1,84 m langen Verbrennungskammer ausgestattet, besitzt außerdem zwei Nicholsonsche Wasserkammern und drei Feuerbüchswasserrohre (88,7 mm Durchmesser), die zusammen die Feuerbrücke tragen. Die Heizfläche der Feuerbüchse mit Verbrennungskammer beträgt 52 m², die der Nicholsonwasserkammern 10,2 qm, die durch die Feuerbüchse gehenden Wasserrohre 4,2 m², so daß eine Gesamtfeuerbüchsheizfläche von 66,4 m² vorhanden ist. Die Heizrohre haben 371,6 m², die Rauchrohre 236,9 m² Heizfläche, der Überhitzer, der aus 74 Elementen besteht, eine solche von 213,2 m².

Vom Dom aus wird der Dampf in einem Rohr von 305 mm Durchmesser zu einem in der Rauchkammer liegenden Verteiler geführt, von dort aus dem Überhitzer zugeleitet und gelangt dann in den neuen Mehrfachventilregler, der mit dem Verteiler zusammen in einem Gußstück ausgebildet ist.

Von hier aus wird der Dampf den Zylindern zugeleitet und zwar versorgt der rechte Auslaß der Ventilkammer die rückwärtigen, der linke Auslaß die beiden vorderen Zylinder. Für die gelenkigen Rohrverbindungen wurden besondere Packungen (Bauart Johns Manville) verwendet, die in Verbindung mit dem verstellbaren Stopfbüchsdeckel eine dampfdichte Verbindung sichern sollen. Die Frischdampfleitung für die rückwärtigen Zylinder geht an der Innenseite der Rauchkammer entlang und tritt unterhalb des rechten Laufbrettes aus der Rauchkammer, verläuft dann längs des Kessels und gabelt sich kurz vor dem Zylindergußstück in die zwei Zylinderzuleitungsrohre. Die Auspuffleitungen vereinigen sich in ähnlicher Weise in einem Rohr, welches auf der linken Seite unter dem Laufbrett zur Rauchkammer und zum Blasrohr führt. Die Frischdampfleitung für die vorderen Zylinder führt vom linken Auslaßstutzen des Mehrfachventilreglers innen an der Rauchkammer entlang, geht durch den Boden der Rauchkammer und dann in ein S-förmiges Rohr über, das mit Kugelgelenk und Stopfbuchse ausgestattet, durch eine Gabelung beide Zylinder versorgt.




1 D + D 1 Mallet-Güterzuglokomotive der Denver und Rio Grande Western Bahn.

Von der elektrischen Schweißung ist bei der Verbindung der Verbrennungskammer mit der Feuerbüchse ausgedehnt Gebrauch gemacht. So ist nicht nur die Längsnaht der Verbrennungskammer, sondern auch die Verbindung mit der Feuerbüchsdecke und den Seitenwänden elektrisch geschweißt.

Die Stehbolzen wurden so angeordnet, daß einem später vorzunehmenden Einbau einer Nicholsonwasserkammer in die Verbrennungskammer nichts im Wege steht. Die Feuerbüchsdecke ist nach hinten geneigt (3:100), wie dies durch die starken Gefälle, die die Maschine zu befahren hat, erforderlich ist. Im ganzen sind 1916 bewegliche Stehbolzen im Kessel verwendet worden. An der Rauchkammertür befindet sich oben quer der Vorwärmer, darunter die Luftpumpe.

Der Kessel ruht auf dem vorderen Triebgestell in einem Tragsattel, der sich zwischen der zweiten und dritten Treibachse befindet. Die Bissel-Gestelle, die wie in Amerika üblich als Stahlgußaußenrahmengestelle ausgebildet sind, haben einen seitlichen Ausschlag von je 125 mm. Die Rückstellvorrichtung besteht aus verzahnten Rollen, die auf geneigten Zahnbögen laufen, also die

Schwerkraft als rückstellende Kraft ausnutzen, worin sie durch eine halbelliptische Rückstellfeder unterstützt werden. Der Tender, mit Stahlgußrahmen ausgestattet, läuft auf zwei dreiachsigen Commonwealth-Drehgestellen.

Die Zugkraft zwischen Lokomotive und Tender wird durch zwei Zugstangen mit je 102 mm × 203 mm Querschnittsfläche, die durch 127 mm starke Bolzen gesichert sind, übertragen. Die Zugstangen greifen am Tender in einem Drehstück an, das sich bis zu 10° nach jeder Seite drehen kann, was einer Kurve von 80 m Halbmesser entspricht. Zur Schmierung der Zugstangenbolzen auf dem Tender ist ein besonderer Ölbehälter vorgesehen, der das an den Bolzen befindliche Schmierpolster mit Öl versorgt. Auf der Lokomotive werden die entsprechenden Bolzen durch Fett, das sich in einem Hohlraum über denselben befindet, geschmiert.

Hauptabmessungen:

| | |
|---|---|
| Zylinder | 4 × 660 × 813 mm |
| Kolbenschieber, Durchmesser | 356 „ |
| Größte Füllung | 70% |
| Dienstgewicht auf: | |
| Treibachsen | 253,79 t |
| Vorderem Gestell | 18,37 „ |
| Rückwärtigem Gestell | 22,22 „ |
| Insgesamt | 294,38 t |
| Tender | 156,00 „ |
| Achsstände: | |
| Treibachsen | 5105 mm |
| Gesamt (Lokomotive) | 19151 „ |
| Raddurchmesser: | |
| Vorderes Gestell | 838 „ |
| Treibräder | 1600 „ |
| Schleppachse | 1067 „ |
| Kessel: | |
| Dampfdruck | 16,9 at |
| Rostfläche | 12,68 m² |
| Heizflächen: | |
| Feuerbüchse + Verbrennungskammer | 52,0 „ |
| Feuerbüchswasserrohre | 4,2 „ |
| Nicholsonwasserkammern | 10,2 „ |
| Siede- und Rauchrohre 371,6 + 236,6 = | 608,5 „ |
| Insgesamt | 674,9 m² |
| Überhitzerheizfläche | 213,2 „ |
| Tender: | |
| Wasser | 81,78 m³ |
| Kohlen | 30,00 t |
| Dienstgewicht | 156 „ |

Fk.

## Ein neuer Mehrfachventilregler auf amerikanischen Lokomotiven.

Hierzu Abb. 7 und 8 auf Tafel 8.

Die American Throttle Co. New York hat einen neuen Mehrfachventilregler herausgebracht, der dadurch gekennzeichnet ist, daß der Dampf durch mehrere Ventile, bei großen Maschinen bis zu fünf, die einen sehr großen Querschnitt freimachen können, den Zylindern zugeleitet wird. Die Arbeitsweise und der Einbau des Reglers ist aus Abb. 7 und 8, Taf. 8 ersichtlich. Die obere der drei Dampfkammern leitet den überhitzten Dampf zu dem am linken Ende der Kammer befindlichen Entnahmestutzen für die Hilfsmaschinen, wie Dampfpumpe, usw. Der mittleren Kammer strömt bei geöffneten Ventilen der überhitzte Dampf aus der oberen Kammer zu und gelangt durch die beiden vorderen Stutzen zu den Zylindern. Die untere Kammer dient lediglich zur Entlastung der einzelnen Ventile und steht durch ein kleines Entlastungsventil mit der oberen Kammer in Verbindung. Auch ist in ihr die Nockenwelle zur Betätigung der einzelnen Ventile gelagert. Die konstruktive Ausbildung der Ventile ist die bei den Verbrennungsmotoren übliche, da sich diese Form auch bei großen Temperaturschwankungen gut bewährt hat.

Beim Öffnen des Reglers wird zuerst das kleine Entlastungsventil geöffnet, dadurch strömt der Dampf in die untere Kammer und entlastet die Ventile. Beim weiteren Öffnen des Reglers wird zuerst das erste Ventil von rechts, dann das erste von links, hierauf das zweite von rechts usf. freigegeben und damit eine gute und allmähliche Reglungsmöglichkeit geschaffen.

Die Vorteile, die der Regler bietet sind zunächst durch seine Lage in der Rauchkammer begründet. Durch einen luftdichten Verschlußdeckel auf der Rauchkammer kann man jederzeit den Regler nachsehen oder nach Abschluß des Dampfabsperrventils im Dom die Ventile nachschleifen oder den Regler nach oben herausnehmen und auswechseln, ohne daß die Kesselspannung auf Null erniedrigt zu werden braucht.

Durch die Anordnung des Mehrfachventilreglers hinter dem Überhitzer, stehen dessen einzelne Elemente dauernd mit dem Dampfraum des Kessels in Verbindung, so daß einem Verbrennen derselben vorgebeugt wird. Sämtliche Hilfsmaschinen, bei Ölfeuerung auch der Zerstäuber werden mit überhitztem Dampf betrieben. Durch die Lage des Reglers in der Rauchkammer werden allzulange Dampfleitungen vermieden und daher ein schnelleres Ansprechen der Maschine beim Öffnen des Reglers erreicht.

Das Auswechseln der Ventile geschieht nach Absperrung des Dampfes durch Abnahme der einzelnen Ventilverschlußdeckel und vollständiges Öffnen des Reglers. Die Ventile können dann einfach nach oben herausgenommen werden. Die Kraft zum Öffnen des Entlastungsventils bei dem normalen amerikanischen 61 cm langen Reglerhebel und einem Kesseldruck von 14 at beträgt 25 kg, für das Öffnen der Hauptventile 12,5 kg, bei einem Kesseldruck von 17 at für das Öffnen des Entlastungsventils 30 kg, für das Öffnen der Hauptventile 15 kg. Fk.

## Lokomotivtender mit zwei Trieb-Drehgestellen.

Im Verschiebedienst, vor allem beim Zerlegen der Züge über Ablaufberge, werden große Zugkräfte verlangt; andererseits ist die verfügbare Kesselleistung der Lokomotiven wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit dabei nicht genügend ausgenützt. Man hat in solchen Fällen in Amerika schon vielfach Hilfsmaschinen an den Schleppachsen eingebaut oder eines der Tenderdrehgestelle durch ein Triebgestell ersetzt*). Die Missouri Pacific Bahn ist jetzt noch weiter gegangen und hat zwei Verschiebelokomotiven, eine 1 D + D 1-Mallet-Gelenklokomotive und eine 1 E 1-Lokomotive mit neuen Tendern ausgerüstet, die auf zwei Treibgestellen laufen. Vorausgehende theoretische Untersuchungen hatten ergeben, daß die Kessel den erforderlichen Dampf bei den in Frage kommenden Geschwindigkeiten würden aufbringen können.

Die Tender fassen 53 m³ Wasser und 16,5 t Kohle. Die Drehgestelle sind von den Bethlehem-Stahlwerken geliefert. Sie haben Schwanenhalsform und je drei Achsen mit Außenlagern, zwei davon sind mittels außen liegender Kurbeln und Kuppelstangen gekuppelt, die dritte läuft ohne Antrieb als Laufachse mit. Die Hilfsmaschinen haben zwei Zylinder von 254 mm Durchmesser und 304 mm Hub; sie arbeiten über eine Übersetzung 1:2,25 auf die Räder mit 914 mm Durchmesser. Die Frischdampfleitungen für die beiden Drehgestelle können je für sich abgestellt werden; sie haben 76 mm, die Abdampfleitungen 89 mm Durchmesser. Letztere vereinigen sich im hinteren Teil des Tenders zu einem 254 mm starken, senkrecht nach oben führenden Auspuffrohr.

Die Verwendung dieser neuen Tender hat die Zugkraft der Gelenklokomotive von 42800 auf 55500, d. h. um 12700 kg oder rund 30%, diejenige der 1 E 1-Lokomotive — die mit höherem Kesselüberdruck arbeitet — von 37000 auf 50500, d. h. um 13500 kg oder um rund 37% erhöht. Die beim Ablaufbetrieb geschleppte Last ist aber sogar um 50% größer geworden, weil die Arbeit auf dem Ablaufrücken selbst dieselbe bleibt und die ganze Vergrößerung der Zugkraft dem in der Ebene stehenden Zugteil zugute kommt. R. D.

(Railway Age 1927, 2. Halbj., Nr. 25.)

## 2 B - h 3 Lokomotive der London and North-Eastern Bahn.

Es ist bekannt, wie zäh der englische Lokomotivbau an seinen überlieferten Bauformen festhält. So haben verschiedene englische Bahnen noch in den letzten Jahren neue 2 B-Lokomotiven

*) Organ 1926, S. 328.



(siehe Abb. 1) beschafft, während die meisten bedeutenden Bahnen des europäischen Festlandes diese schon ausmustern oder zum mindesten nicht mehr nachbeschaffen.

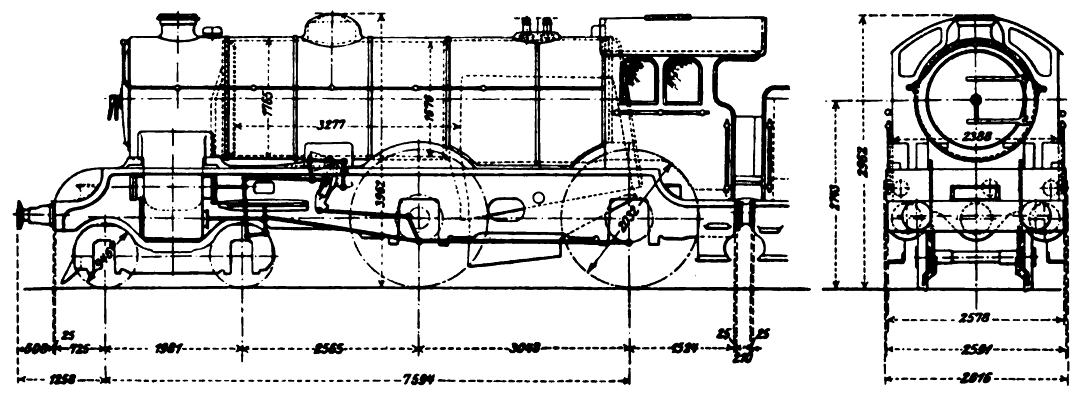


Abb. 1. 2 B-h 3 Lokomotive der London and North-Eastern Bahn.

Zunächst aus diesem Grunde ist die vorliegende Lokomotive an sich schon bemerkenswert. Auf der anderen Seite zeigt sie aber auch, was bei den neueren englischen Lokomotiven immer mehr hervortritt, daß man sich auch in England den Erfahrungen des festländischen und amerikanischen Lokomotivbaues nicht mehr ganz entziehen kann. Die glatte Form und die Rücksicht auf ein gutes Aussehen treten immer mehr in den Hintergrund gegenüber der Rücksichtnahme auf gute Zugänglichkeit aller Teile und auf eine leichte Bedienung. Die neue Lokomotive hat daher außenliegende Heusinger-Steuerung, der mittlere Zylinder besitzt Gresley-Steuerung. Die Kreuzköpfe sind nur einseitig geführt. Die Treibstange ist nach dem Vorbild der bekannten 1 D 2-Lokomotive der Lima-Werke ausgeführt (siehe Abb. 2); der für die Kuppelachse bestimmte Anteil der Kolbenkraft wird dabei nicht durch Vermittelung des Treibzapfens, sondern über eine Büchse unmittelbar von der Treib- zur Kuppelstange übertragen.

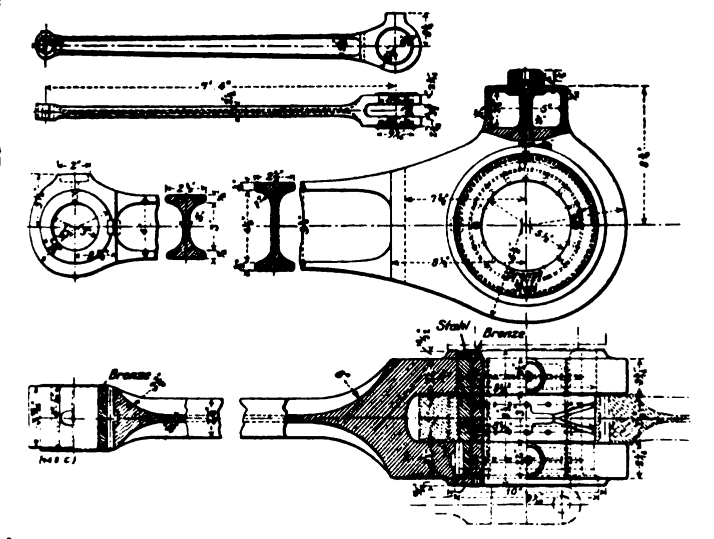


Abb. 2. Ausführung der Treibstange der 2 B-h 3 Lokomotive.

In bezug auf die Hauptabmessungen liegt ein Vergleich mit der im Jahr 1906 beschafften 2 B—n 3 v-Lokomotive der Midland-Bahn nahe, welche damals die schwerste europäische vierachsige Schnellzuglokomotive war*). Man ist erstaunt, daß von einer wesentlichen Vergrößerung kaum die Rede ist. Die Zylinderabmessungen und die Rostfläche sind sogar kleiner geworden; doch mag die Leistung infolge der Verwendung von überhitztem Dampf immerhin bedeutend gesteigert sein. Dabei ist der Eigenwiderstand dieser 2 B-Lokomotive gering und darauf hat der englische Lokomotivkonstrukteur, wie das Beispiel der früher vorhandenen vielen Lokomotiven mit freier Treibachse zeigt, von jeher großen Wert gelegt. Freilich könnte er noch geringer sein, wenn der mittlere Zylinder nicht erforderlich wäre. Die verfügbare Breite innerhalb der Umgrenzungslinie reicht aber für nur zwei, jedoch größere Zylinder nicht aus.

*) Eisenbahntechnik der Gegenwart, 1912, 1. Abschnitt, S. 14.

Im folgenden sind die Hauptabmessungen mit denen der 2 B—n 3 v-Lokomotive der Midland-Bahn verglichen.

| | 2 B-h 3 Lok. LNER | 2 B-n 3 v Lok. MR | |
|---|---|---|---|
| Baujahr | 1927 | 1906 | |
| Kesselüberdruck | 12,6 | 15,6 | at |
| Zylinderdurchmesser, Hochdruck | 3 × 432 | 1 × 483 | mm |
| „ Niederdruck | — | 2 × 533 | „ |
| Kolbenhub | 660 | 660 | „ |
| Kesseldurchmesser, innen | 1676 | 1421 | „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2743 | 2590 | „ |
| Feuerbuchse, Länge × Weite | 2591 × 1232 | — | „ |
| Heizrohre, Anzahl | 177 | 216 | Stck |
| „ Durchmesser, außen | 44 | 47 | mm |
| Rauchrohre, Anzahl | 24 | — | Stck |
| „ Durchmesser, außen | 133 | — | mm |
| Rohrlänge | 3277 | 3456 | „ |
| Heizfläche der Feuerbuchse | 16,0 | } 111,0 | m² |
| „ „ Rohre | 114,0 | | „ |
| „ des Überhitzers | 23,0 | — | „ |
| „ — im Ganzen — H | 153,0 | 111,0 | „ |
| Rostfläche R | 2,5 | 2,6 | „ |
| Durchmesser der Treibräder | 2032 | 2134 | mm |
| „ „ Laufräder | 946 | 1081 | „ |
| Fester Achsstand (Kuppelachsen) | 3048 | 2895 | „ |
| Ganzer Achsstand | 7594 | 7380 | „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive, einschl. Tender | 14764 | — | „ |
| Ganze Länge der Lokomotive, einschl. Tender | 17901 | — | „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 43,0 | 39,7 | t |
| Dienstgewicht der Lokomotive G | 67,0 | 60,7 | „ |
| „ des Tenders | 53,65 | — | „ |
| Vorrat an Wasser | 19,0 | 15,8 | m³ |
| „ „ Brennstoff | 7,5 | 7,0 | t |
| H:R | 61 | 43 | |
| H:G | 2,3 | 1,8 | m²/t |
| $H:G_1$ | 3,6 | 2,8 | „ |
| Metergewicht (Lok. einschl. Tender) | 6,75 | — | t/m |

R. D.

(Engineering 1927, Nr. 3229.)

## B-Diesel-elektrische Verschiebelokomotive der Pennsylvania-Bahn.

Die Pennsylvania-Bahn baut z. Z. in ihren Werkstätten in Altoona B-Verschiebelokomotiven mit elektrischer Kraftübertragung. Letztere wurde gewählt, weil sie für größere Lokomotiven gegenwärtig immer noch das sicherste und gebräuchlichste Übertragungsmittel darstellt.

Die neue Lokomotive ruht abweichend von der üblichen amerikanischen Ausführung von größeren Eisenbahnfahrzeugen nur auf zwei Achsen mit Außenlagern. Die 8 Zylinder-Dieselmaschine der Bessemer Gasmaschinen-Gesellschaft entwickelt 500 PS bei 800 Umdr./Min. Die Umdrehungszahl kann erforderlichenfalls noch bis 1000 Umdr./Min. gesteigert werden. Die Maschine arbeitet kompressorlos nach dem Viertaktverfahren. Die Zylinder haben 216 mm Durchmesser und 305 mm Hub; sie sind in V-Form (paarweise) unter 45° gegeneinander geneigt angeordnet. Zum Anlassen dient Druckluft mit dem üblichen Druck von der Druckluftbremseinrichtung; es sind deshalb zwei große Hauptluftbehälter vorgesehen. Bei einem Undichtwerden eines Luftbehälters kann dieser ausgeschaltet und der andere mittels einer kleinen, einzylindrigen Explosionsmaschine und Luftpumpe wieder aufgefüllt werden. Der Brennstoff für die Dieselmaschine wird in drei Behältern von je 320 l Inhalt unter dem Führerhaus mitgeführt und von dort mittels einer elektrisch betriebenen Pumpe in einen kleineren unter dem Dach liegenden Behälter hinaufgepumpt. Von hier aus fließt es selbsttätig den vier Brennstoffpumpen zu. Ein elektrischer Ölstandsanzeiger zeigt dem Führer den Stand in den Hauptbehältern an. Zur Rückkühlung des Kühlwassers dienen Kühlrohre auf dem Führerhausdach, die mit einem unter dem Dach liegenden Ausgleich-Wasserbehälter in Verbindung stehen bzw. mit diesem und auch untereinander in verschiedener Weise so geschaltet werden können, daß die Rückkühlfläche nach Bedarf verändert werden kann. Der gesamte Wasserinhalt der Rückkühlanlage, an die auch die Heizung des Führerstandes angeschlossen ist, beträgt 1,8 m³. Bei besonders starker Beanspruchung der Maschine kann unter Zuhilfenahme der Auspuffgase der Wasserumlauf im Rückkühler beschleunigt werden.

Der elektrische Teil der Lokomotive besteht aus einem 330 kW Westinghouse-Stromerzeuger für 800 Umdr./Min. und 550 bis 600 V, der mit der Dieselmaschine unmittelbar gekuppelt ist, und einer kleinen Hilfsmaschine von 16 bis 20 kW. Diese liefert den Strom für die Ölförderpumpe, die Beleuchtung, die Schaltanlage und für einen kleinen Sammler für Notbeleuchtung und ähnliche Zwecke. Die beiden Westinghouse-Bahnmotoren leisten je 300 PS. Sie sitzen gegen die Lokomotivmitte zu neben den beiden Achsen und treiben diese über je eine Vierradübersetzung 16:76 an.

Die Lokomotive besitzt nur am einen Ende einen Führerstand. Man hielt dies für ausreichend für ihre Größe; andererseits wäre aber einer zweiseitigen Anordnung nichts entgegen gestanden. Die Schaltung geschieht elektro-pneumatisch. Dieselmotor und Stromerzeuger können in einfacher Weise nach dem Abheben von einem Teil des Daches ausgebaut werden. Dem Einbau der Luftdruckbremse setzte die gedrängte, zweiachsige Bauart einige Schwierigkeiten entgegen. Es mußten daher zwei Bremszylinder vorgesehen werden, die außerhalb der Rahmen in Lokomotivmitte liegen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind:

| | |
|---|---|
| Ganze Länge | 8179 mm |
| „ Breite | 3200 „ |
| „ Höhe | 4482 „ |
| Treibraddurchmesser | 1270 „ |
| Achsstand | 3048 „ |
| Dienstgewicht | 59 t |
| Gewicht der Dieselmaschine | 9,1 t |
| Zugkraft nach der Quelle: beim Anfahren | 18100 kg |
| „ „ „ „ : bei 30 km/h und normaler Kühlung der Maschine | 3700 „ |
| Zugkraft nach der Quelle: bei 20 km/h und verstärkter Kühlung der Maschine | 5500 „ |

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 29.) R. D.

## B + B-Diesel-elektrische Lokomotive für Tunis.

Eine Lokomotive dieser Achsanordnung, jedoch mit wesentlich geringerer Leistung — 120 PS gegen 250 PS der neuen Lokomotive — ist schon im Jahre 1923 in Tunis in Dienst gestellt worden*). Die neue Lokomotive ist von der „Compagnie des Constructions Mécaniques (Procédés Sulzer)“ in Paris gebaut und im Oktober 1926 an die französische Bahn in Tunis abgeliefert worden. Die allgemeine Anordnung entspricht der früheren Lokomotive. Die Maschinenanlage ist in einem ganz aus Eisen gebauten Kasten untergebracht; nach vorn und hinten schließen sich, je durch eine Wand getrennt, die beiden Führerstände an. Der Kasten ruht mit seinem Rahmen auf zwei zweiachsigen Drehgestellen mit Außenrahmen. Das Dach des Kastens ist abhebbar, um den Ein- und Ausbau der Maschinenanlage zu erleichtern. Die Führerstände besitzen Kontroller nach Art der Straßenbahnwagen.

Der von der Firma Sulzer gebaute Vorkammer-Viertakt-Dieselmotor hat acht in V-Form angeordnete Zylinder und entwickelt 250 PS bei 550 Umdr./Min. Die Kolben sind aus Aluminium. Der Rückkühler liegt auf dem Kastendach und besteht aus einem in Sechseckform angeordneten Bündel senkrecht stehender Rohre. In der Mitte des Rohrbündels sitzt ein Ventilator. Je nach den Bedürfnissen des Betriebes lassen sich mehr oder weniger Kühlrohre einschalten; zur Vergrößerung des Wasserinhalts ist ein ebenfalls auf dem Dach liegender Behälter von 350 l Inhalt vorgesehen. Die höchste bei den Versuchsfahrten festgestellte Temperatur betrug 68°. Alle laufenden Teile der Maschine haben Preßölschmierung; die Pumpe sitzt im unteren Teil des Gehäuses. Zur Schmierung der Zylinder dient eine besondere, außen liegende Ölpumpe.

Der Stromerzeuger ist unmittelbar mit der Dieselmaschine gekuppelt. Seine Spannung ist veränderlich zwischen 380 und 750 V. Die Leistung von 145 kW wird über vier Motoren mit Ward-Leonard-Schaltung auf die vier Achsen übertragen. Jeder Motor hat eine Stundenleistung von 47 kW. In der Verlängerung der in Längsrichtung der Lokomotive angeordneten Maschinenanlage sitzt eine Erregermaschine von 26 kW und 150 V. Die Erregermaschine liefert zugleich den Strom für die Luftsaugepumpe der Clayton-Hardy-Bremse und zum Aufladen der Sammleranlage. Wenn der Dieselmotor nicht arbeitet, wird die Luftsaugepumpe vom Sammler gespeist.

Die Maschinenanlage und die Führerstände sind so angeordnet, daß ein einziger Mann zur Bedienung ausreicht. Beim Ingangsetzen der Dieselmaschine wird der Stromerzeuger zunächst als Motor benützt; er schaltet sich selbsttätig um, sobald die Dieselmaschine arbeitet.

Nach der Ablieferung wurde die Lokomotive in der Ebene und auf Neigungen bis zu 15‰ einer größeren Reihe von Versuchsfahrten unterzogen. Dabei sollte der Brennstoffverbrauch gemessen und ein Belastungsplan aufgestellt werden. Der Brennstoffverbrauch betrug bei diesen Versuchsfahrten mit einer Belastung von 80 t hinter dem Zughaken zwischen 7 und 9 g für 1 tkm und entsprach damit im wesentlichen den Angaben der Baufirma, die auf 8 g für 1 tkm lauteten. Die Temperatur in den Führerständen betrug bei einer Außentemperatur im Schatten von 25° C etwa 30° C, diejenige im Maschinenraum 51° C. Nach den eigentlichen Versuchsfahrten wurde die Lokomotive noch einen Monat lang in den regelmäßigen Dienst auf der Strecke von Tunis nach Hammann-el-Lif eingeteilt und dabei von Mannschaften der Bahn gefahren. Dabei durften nicht mehr als vier Anstände auftreten, die je zu einer Verspätung von mehr als einer Viertelstunde Anlaß geben konnten, und die Lokomotive durfte höchstens zweimal völlig versagen. Diese Bedingungen konnten erfüllt werden; allerdings mußte das mitfahrende Personal der Baufirma beim Aufsuchen und Beheben von Anständen öfters eingreifen, weil die Bahnmannschaften noch nicht genügend eingearbeitet waren. Die Anstände traten übrigens in der Hauptsache nicht an der Dieselmaschine, sondern im elektrischen Teil auf und sind daher für die Beurteilung der Lokomotive an sich wenig von Bedeutung.

Die Lokomotive hatte bis zum Frühjahr 1927 erst rund 600 km zurückgelegt; ein abschließendes Urteil über sie ist daher noch nicht am Platz. Die Bahn betrachtet auch diese zweite Lokomotive nur als Versuchsausführung. Für den regelmäßigen Bahndienst sind ihre Abmessungen noch zu gering. Die Baufirma beschäftigt sich z. Zt. mit ähnlichen Entwürfen für größere Abmessungen; es soll versucht werden, eine Regelspurlokomotive mit 800 bis 900 PS zu bauen. R. D.

(Rév. Gén. d. Chem. de Fer 1927, 2. Halbj., Nr. 7.)

*) Organ 1924, S. 351.

### Versuchsfahrten der englischen Ljungström-Lokomotive.

Mit der von Beyer, Peacock und Co. in Manchester gebauten Ljungström-Turbinenlokomotive, über die im einzelnen schon früher berichtet wurde*), sind im Laufe des vergangenen Jahres Versuchsfahrten auf der London, Midland und Schottischen Bahn ausgeführt worden. Im Mai fanden Fahrten zwischen Derby und Bedford statt, bei denen die Lokomotive 13 Drehgestellwagen von 407 t Gewicht zog und eine Zugkraft von 10000 kg entwickelte. Die Zugkraft der Lokomotive war dabei allerdings nicht ausgenützt; sie soll bei einem Reibungsgewicht von 55 t vermöge des gleichmäßigen Drehmomentes 18000 kg betragen. Darauf wurde die Lokomotive in den Expreßzugdienst zwischen Manchester und Derby eingeteilt, wo vorher stets mit Vorspann gefahren werden mußte. Die Turbinenlokomotive brauchte keinen Vorspann und holte sogar in einem Fall noch sieben Minuten Verspätung ein. Der Kohlenverbrauch soll geringer gewesen sein als bei den sonst verwendeten Lokomotiven. Leider gibt die Quelle keine Zahlenwerte darüber an; da die Turbinenlokomotive eine Leistung von 2000 PS entwickeln soll, ist es auch nicht besonders verwunderlich, daß sie die Leistung der meist kleineren englischen Lokomotiven überbot.

Als besonderer Vorteil der Ljungström-Lokomotive wird auf Grund der Versuchsfahrten noch angegeben, daß die Lokomotive geeignet sei, lange Strecken ohne Wasserfassen zu durchfahren. Die für Argentinien gebaute Meterspur-Lokomotive Ljungström'scher Bauart soll 500 km anstandslos durchfahren haben. Weiter wird die große Anfahrzugkraft gerühmt sowie die Möglichkeit, die Lokomotive wegen des Fehlens von hin- und hergehenden, bzw. unausgeglichenen Massen auch auf Strecken mit leichterem Oberbau und älteren Brücken ohne Geschwindigkeitsverminderung verkehren zu lassen. Schließlich werden noch die Bedenken zerstreut, als ob die Lokomotive schwierig zu bedienen sei. Die Bedienung sei einfach und rasch; beispielsweise habe in mehreren Fällen das Einsetzen von Wagen in die Versuchszüge nicht so lange gedauert, wie bei den Regel-Lokomotiven.

Bevor man ein abschließendes Urteil auch nur über diese Versuchsfahrten abgeben will, ganz abgesehen von einem solchen über die Ljungström-Lokomotive überhaupt, müßten zunächst noch genauere Angaben abgewartet werden. R. D.

(Engineering 1927, Nr. 3231 u. 3232.)

*) Organ 1924, S. 365 und 1925, S. 295.

# Zuschriften an die Schriftleitung.

### Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen.

Von Herrn Prof. Jahn-Danzig erhalten wir folgende Zuschrift:

Zu der von Heumann verfaßten Besprechung meines Buches*) „Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen" habe ich einiges zu bemerken: Auf die immer wiederkehrende Feststellung, die Grundlagen — im Schlußsatz heißt es gar „teilweise auch die Anwendungen" — habe Uebelacker schon in genauerer und umfassenderer Weise gegeben, will ich nicht eingehen, denn ich habe ja im Vorwort selbst gesagt, daß Uebelacker die genannte Aufgabe schon gelöst habe. Ich gestehe gern zu, daß dies in einigen Punkten umfassender geschehen ist, als bei mir. Ob aber nicht manche Frage von mir umfassender beantwortet wurde, möge der Leser entscheiden. Die Art meiner Untersuchung, auf Vergleichen beruhend, verlangte einige Einschränkungen, hat aber zu zahlreichen neuen Ergebnissen geführt.

Dem Leser wird auch nicht entgehen, daß meine Auffassungen und Ergebnisse da und dort von denen Uebelackers abweichen, besonders wo es sich um Deichselachsen handelt, wovon Heumann freilich nichts sagt.

Heumann wirft mir vor, daß ich die durch die Zugkraft Z verursachte Polverlegung, die Fliehkraft und die Tenderkupplungsseitenkraft T nicht berücksichtigt habe. Nun wird der Leser meines Buches schon im Vorwort darüber belehrt, daß es mir vor allem auf eine vergleichende Untersuchung möglichst aller denkbaren Bauarten ankommt. Dazu bedurfte es einer Vergleichsgrundlage. Da nun aber die Spurkranzdrücke und auch die Kräfte U mit gewissen kleinen unwesentlichen Einschränkungen ihre Höchstwerte bei $Z = 0$ annehmen, so war unbedingt dieser Fall zu grunde zu legen. Ich bedauere, Uebelackers Verdienst um die Aufhellung des Zusammenhangs zwischen Zugkraft und Pollage nicht gewürdigt zu haben und hole dies hiermit gern nach. Aber für meine vergleichende Untersuchung ist dieser Zusammenhang von keiner Bedeutung.

Da mir der Vergleich die Hauptsache war, konnte die Fliehkraft als durch die Überhöhung ausgeglichen betrachtet werden. Daß diese Annahme gemacht wurde, ist ausdrücklich im Buche gesagt.

Die Wirkung einer Tenderkupplungsseitenkraft ist von mir im Abschnitt IX eingehend behandelt und zwar der Fall einer Kupplung in einem Punkte. Ich sehe nicht ein, warum ich nun durchaus auch die von Heumann untersuchten Kupplungen mit Stoßpuffern und Keilflächen hätte behandeln sollen. Ich habe jene Untersuchung in ein besonderes Kapitel verwiesen, weil sie in meine allgemeine vergleichende Untersuchung ganz und gar nicht hineingehört. Die Ausführung der Tenderkupplung mit und ohne Keilflächen aller denkbaren Neigungen, Stoßpuffern usw. ist etwas ganz zufälliges. Die Annahme einer bestimmten Ausführungsform bringt in den Vergleich eine Willkür hinein. Durchaus nicht jede Tenderkupplung übt überhaupt eine Seitenkraft aus. Zwar rufen alle Tenderkupplungen beim Einlauf in die Krümmung Seitenkräfte oder Gegenmomente hervor. Diese werden aber beim Lauf in der Krümmung = 0, wenn nicht Keilflächen oder Stoßpuffer mit Einzelfedern oder dergleichen vorgesehen sind. Daß am Pufferkopf auch in der Krümmung eine Seitenkraft $T = \pm \mu \times$ Pufferdruck erhalten bleiben oder sich einstellen soll, mag trotz der Erschütterungen der Fahrt vielleicht auf Augenblicke allenfalls möglich sein, hat aber keine Bedeutung für die vergleichende Untersuchung eines Dauerzustandes. Hier ist vielmehr bei den letztgenannten Bauarten $T =$ Null zu setzen. Die in England und Amerika zwischen Lokomotive und Tender häufig angewandten Mittelpuffer ergeben Rückstellkräfte, wenn ihre Wölbungskreise nicht zu den zugehörigen Kupplungsbolzen genau konzentrisch liegen. Diese Kräfte sind aber außerordentlich klein. Keilflächen und Federn, die bei der Stellung im Gleisbogen Gegenmomente erzeugen, stehen durchaus nicht in allgemeiner Anwendung*). Die von mir untersuchte Kupplung in einem Punkt, die Heumann so halb und halb als überflüssig bezeichnet, ist übrigens denn doch nicht so ganz selten. Die in Garbe, „Die Dampflokomotiven der Gegenwart", zweite Auflage in Abb. 494/495 dargestellte ist eine solche, und ebenso die im Engineering 1926, Tafel XLII der Australischen Bahn. Sie hat außerdem gewisse, in meinem Buch hervorgehobene große Vorzüge. — Meine Behandlung der Kupplung, für die ich also durchaus eintrete, berücksichtigt, wie es sein muß, genau rechnerisch den Einfluß des Anlaufens der ersten oder einer anderen Tenderachse und der letzten Lokomotivachse. In Heumanns Untersuchungen, die mir als Muster vorgehalten werden, vermißt man diese Berücksichtigung. Die Darlegungen Heumanns über entlastende und belastende Wirkung des Tenders auf den Führungsdruck halte ich für ebenso verfehlt wie seine Auseinandersetzungen über „Den ständigen Druckwechsel an den Tenderpuffern und eine erhebliche, schwingend und stoßartig auftretende Vergrößerung des Lokomotivführungsdruckes" (Organ 1913, S. 119, Sp. 1, oben). Ich bereite eine Veröffentlichung über diesen Gegenstand vor**).

Aus ganz ähnlichen Gründen muß ich den Vorwurf zurückweisen, daß ich die Veränderlichkeit der Rückstellkräfte bis auf einen Fall nicht berücksichtigt habe. Dieser eine Fall genügt vollauf. Irgend eine Rückstellvorrichtung anzunehmen, wäre

*) Organ 1927, S. 526.

*) Eine gute Übersicht der in England und Amerika üblichen Anordnungen geben Engineer 1917 II, Tafel, vom 5. X.; desgl. 1918 II vom 1. 11.; 1921 I, 24. VI. Engineering 1915 II, T. I; 1920 I, T. II; II, T. XX; 1926 I, T. XLII. Ferner Modern Locomotives, New York, Railroad gazette 1901 und Garbe: „Die Dampflokomotiven der Gegenwart", 2. Aufl., Abb. 494/495.

**) Die Veröffentlichungen sind inzwischen fertiggestellt worden und werden bald, wahrscheinlich in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen, erscheinen.

wieder eine Willkür gewesen, und die Vergleichsergebnisse wären getrübt worden. Das von mir gewählte Verfahren paßt sich in bester Weise den Erfordernissen der Wirklichkeit an, die auf eine klare Frage eine klare Antwort verlangt. Eine bestimmte 1-C-Lokomotive soll an der ersten hohen Achse mit 1000 kg anlaufen. Wie groß muß die Rückstellkraft sein? Antwort: 2575 kg in allen Krümmungen. Wie sich der Konstrukteur mit dieser Forderung abfindet, ist seine Sache. Wählt er gewöhnliche Federn, gibt ihm mein Buch auf Seite 99 die Anleitung zur Nachprüfung für verschiedene Krümmungen. Wählt er als Rückstellvorrichtung Keilflächen über den Achslagern und gibt er den drei festen Achsen Ausgleichhebel, so erhält er eine unveränderliche Rückstellkraft usw.

Daß die Entgleisungsgefahr eine gründlichere Behandlung verdient hätte, gebe ich gern zu. Es ist das ein schwieriges Gebiet. Die Fragen sind keineswegs, wie man aus Heumanns Bemerkungen schließen möchte, restlos geklärt. Im besonderen kann ich mich mit der Behandlung dieser Frage durch Heumann selbst im Organ 1913 S. 120, nicht einverstanden erklären. Ich gedenke über diese Fragen in Kürze einiges zu veröffentlichen (siehe Fußnote **) auf der vorigen Seite).

Seltsam mutet der Vorwurf an, daß ich Zweipunktberührung angenommen habe, ohne die Frage, ob sie wichtiger als die Einpunktberührung sei, zu behandeln. Den entsprechenden Vorwurf kann ich doch Uebelacker und Heumann machen, wenn sie Einpunktberührung annehmen. Zweipunktberührung tritt z. B. sicher bei gewölbtem Schienenkopfe ein. Ich habe mich über diese Fragen eingehend in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1927, S. 426 geäußert.

Daß meine rechnerischen Verfahren umständlicher wie die von Uebelacker seien, bestreite ich. Auch Uebelacker muß die Gleichungen durch Probieren lösen; wenn er z. B. für eine 4/5 Lokomotive eine scheinbar einfachere Lösung gibt, indem er nachträglich den Krümmungshalbmesser herausrechnet, für den die Lösung gilt, so ist das nichts als ein verkapptes Probieren, denn der Krümmungshalbmesser ist doch ein Gegebenes. Jahn.

Dazu schreibt Herr Prof. Dr. Ing. Heumann-Aachen:

Meine „Feststellung", daß ein großer Teil seiner Gedankenarbeit in Wiederholung von Vorhandenem besteht und die früheren Arbeiten die Grundlagen und teilweise auch die Anwendungen umfassender und genauer behandeln, wird von Jahn in seiner obigen Erwiderung nicht bestritten. Diese „Feststellung" mußte immer wiederkehren in all den wichtigen Punkten, an denen sie gemacht wurde, um sorgfältig belegt zu werden. Daß der Verfasser auch viel wertvolles Neues gebracht hat, habe ich ausdrücklich verschiedentlich betont. M. E. „belehrt" das Vorwort seines Buches nicht darüber, daß es ihm „vor allem auf vergleichende Untersuchung ankomme", sondern Jahn stellt sich hier zunächst ausdrücklich die von Uebelacker gelöste Grundaufgabe, „die er bis zu den letzten Schlußfolgerungen für alle nur denkbaren Achsanordnungen durchdenken wolle". Ich darf im übrigen hier auf den ersten Absatz meiner Buchbesprechung verweisen. Aber selbst bei einer vorwiegend vergleichenden Untersuchung müssen m. E. die Vergleichsgrundlagen so genau sein, daß wichtige Größen, wie Z, S und T, nicht vernachlässigt werden. Nicht darum handelt es sich, daß Jahn „Uebelackers Verdienst um die Aufhellung des Zusammenhanges zwischen Z und der Pollage nicht gewürdigt" hat, sondern, daß er diesen Zusammenhang nicht gesehen hat.

Die Wirkung von T ist für sich von Jahn nur für den ungewöhnlichen von ihm selbst als „höchst selten" bezeichneten Fall der Tenderkupplung in einem Gelenkpunkt, nicht aber für den sehr viel wichtigeren der seitlich verschieblichen Kupplung untersucht. Natürlich waren nicht alle möglichen Kombinationen „mit allen denkbaren Neigungen der Keilflächen usw." solcher Kupplungen zu behandeln — Abstraktion gilt für jede wissenschaftliche Arbeit —; die beiden wichtigen Grundformen ebener und keilförmiger Berührungsflächen hätten alle Ausführungsformen von Bedeutung vertreten. Für einen zahlenmäßigen Vergleich sind immer bestimmte Annahmen zu machen; das ist bei richtiger Wahl durchaus nicht „Willkür", und vor allem löst man die Aufgabe eines Vergleichs nicht dadurch, daß man wichtige Größen dieser Art einfach vernachlässigt. Bei der Ein-Gelenkkupplung ist in der Krümmung nur dann $T = 0$, wenn das Gelenk im „theoretischen Kupplungspunkt" liegt, der baulich nur selten zu verwirklichen ist, und dessen Lage sich mit R, der Schienenüberhöhung und der Geschwindigkeit ändert, d. h. praktisch ist fast nie $T = 0$, sondern im allgemeinen recht groß, wie Jahn selbst im Abschnitt IX seines Buches ausführt. So verstehe ich seine jetzige Behauptung, T werde hier allgemein gleich 0, nicht. Das trifft durchaus nicht zu. Einer Richtigstellung „verfehlter Darlegungen" meiner kleinen Arbeit von 1913 sehe ich auch heute noch mit Interesse entgegen; diese macht keineswegs Anspruch auf Vollständigkeit; den Anlauf der Hinterachsen brauchte ich für die dort vorliegende Aufgabe nicht zu berücksichtigen; das wird in Kürze für die erweiterte Aufgabe in einer ergänzenden Arbeit geschehen.

Ich bin mit Jahn durchaus der Ansicht, daß „die Wirklichkeit eine klare Antwort auf eine klare Frage verlangt", so auch in der Frage der Rückstellkraft, nur müssen Frage und Antwort nicht nur klar, sondern auch richtig sein! Warum soll eine 1-C-Lokomotive mit der ersten gekuppelten Achse mit $P_2 = 1000$ kg außen anlaufen? Sollte nicht $P_2$ vor allem in bestimmtem Verhältnis zu $P_1$, der Anlauf- oder Richtkraft der Laufachse stehen? Und konstante Rückstellkraft ergibt durchaus nicht in allen Krümmungen ein konstantes $P_2$, sondern nur bei unveränderten Anlaufverhältnissen, also in bestimmtem Bereich von R. Weiter ist der Fall veränderlicher Rückstellkraft m. E. wichtiger und allgemeiner; im übrigen gilt hier sinngemäß das oben über die Tenderkupplung Gesagte.

Daß alle Fragen der Entgleisungsgefahr restlos geklärt seien, habe ich keineswegs behauptet. In meiner Arbeit von 1913 habe ich lediglich die oft erhebliche Zusatzbelastung des führenden Rades, die bis dahin vernachlässigt war und von Jahn wieder vernachlässigt wird, neu eingeführt; im übrigen ist auch hier Uebelacker am weitesten vorgedrungen.

Da die Kräftewirkung am anlaufenden Rad wesentlich abhängt von der Art der Berührung, so wäre m. E. nicht nur ein ausdrücklicher Hinweis darauf, daß allen Untersuchungen Zweipunktberührung zugrunde liegt, sondern auch eine ausdrückliche Kenntlichmachung von Abweichungen hiervon, wie eine Begründung der Beschränkung auf eine der beiden Berührungsarten, wohl am Platze gewesen in einem ausführlichen Lehrbuch, während das nicht zu verlangen ist von Zeitschriftbeiträgen, wie den von Jahn angezogenen Arbeiten. Jahn berücksichtigt aber sogar jene Abhängigkeit der Kräftewirkung von der Berührungsart nur unvollkommen.

Daß Jahns rechnerische Verfahren umständlicher sind als die Uebelackers, habe ich in meiner Besprechung nicht behauptet. Allerdings halte ich sie dafür und auch für unübersichtlicher, so daß m. E. ein praktisches Arbeiten mit ihnen auf Schwierigkeiten stoßen und doch nur ungenaue Ergebnisse liefern dürfte. Heumann.

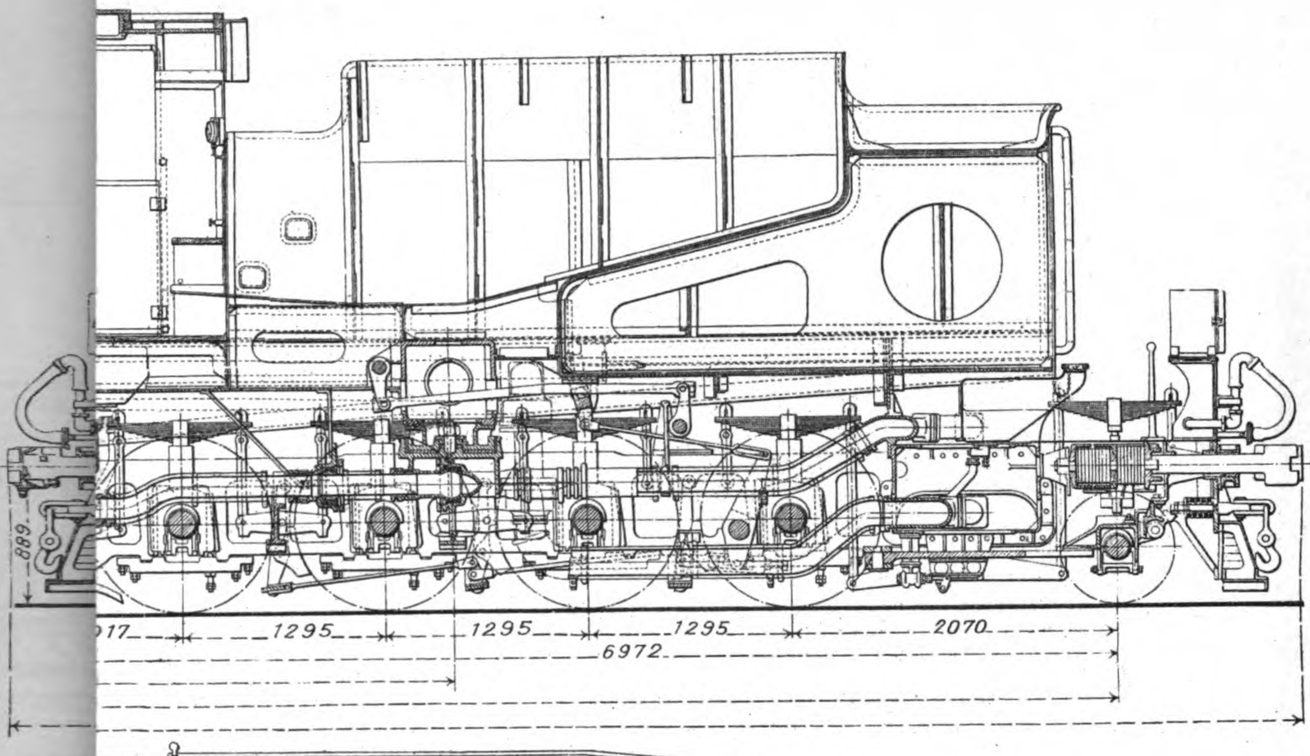
Soweit meine Person als Verfasser der „Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven in Bahnkrümmungen"*) in Frage kommt, sei mir gestattet, darauf hinzuweisen, daß meiner Empfindung nach das Jahnsche Buch diesen Untersuchungen allerdings nicht in entsprechender Weise Rechnung getragen hat und daß ich Herrn Professor Heumann zu Dank verpflichtet bin, auf diesen Umstand hingewiesen zu haben. Dabei möchte ich jedoch ausdrücklich betonen, daß hierdurch dem Wert des Jahnschen Buches, das sicher auf sehr umfangreichen und gründlichen eigenen Untersuchungen beruht und neben dem schon Bekannten wertvolle neue Beiträge zu dem schwierigen Problem des Kurvenlaufs enthält, nicht Abbruch getan wird. Dr. Ing. Uebelacker.

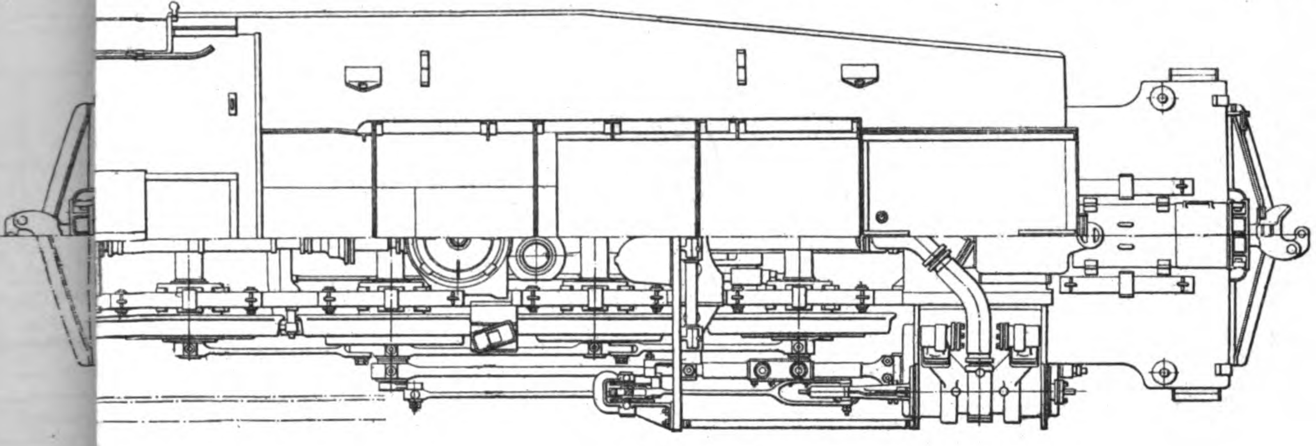
Wir glauben, daß in den vorstehenden Ausführungen die beiderseitigen Anschauungen genügend zum Ausdruck gebracht sind und der Meinungsaustausch über das Jahnsche Buch damit beschlossen werden kann. Die Schriftleitung.

*) Diese Untersuchungen sind nicht nur im Organ 1903 Beilage, sondern auch als selbständiges Buch im Verlag von C. W. Kreidel erschienen.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.





**1 D 1 + 1 D 1 - h 4 Garratt - Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen.**

**Gebaut von der Firma Henschel & Sohn, Kassel.**

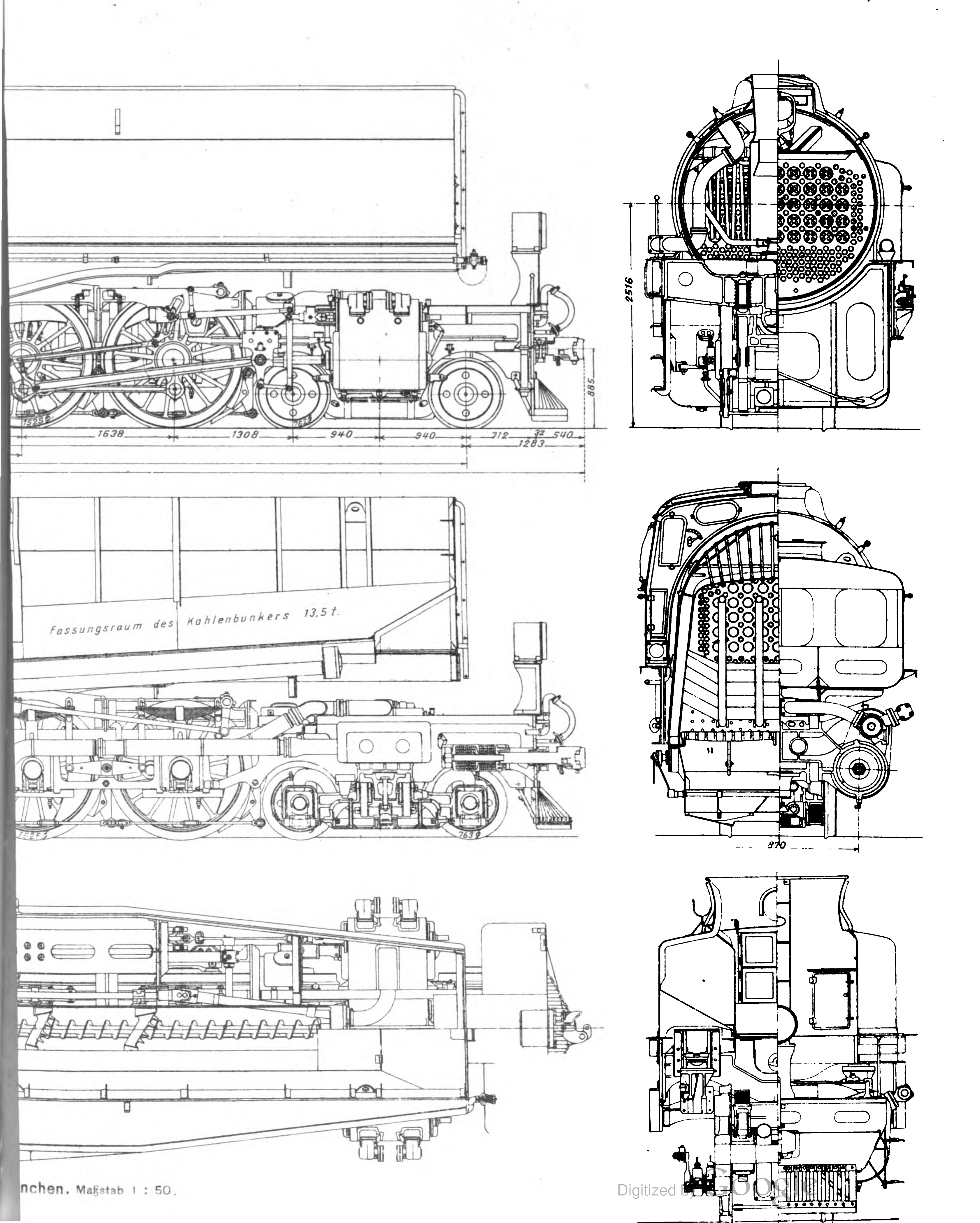
Maßstab 1 : 50.

**Zum Aufsatz : Deutsche Garratt - Lokomotiven für Südafrika.**

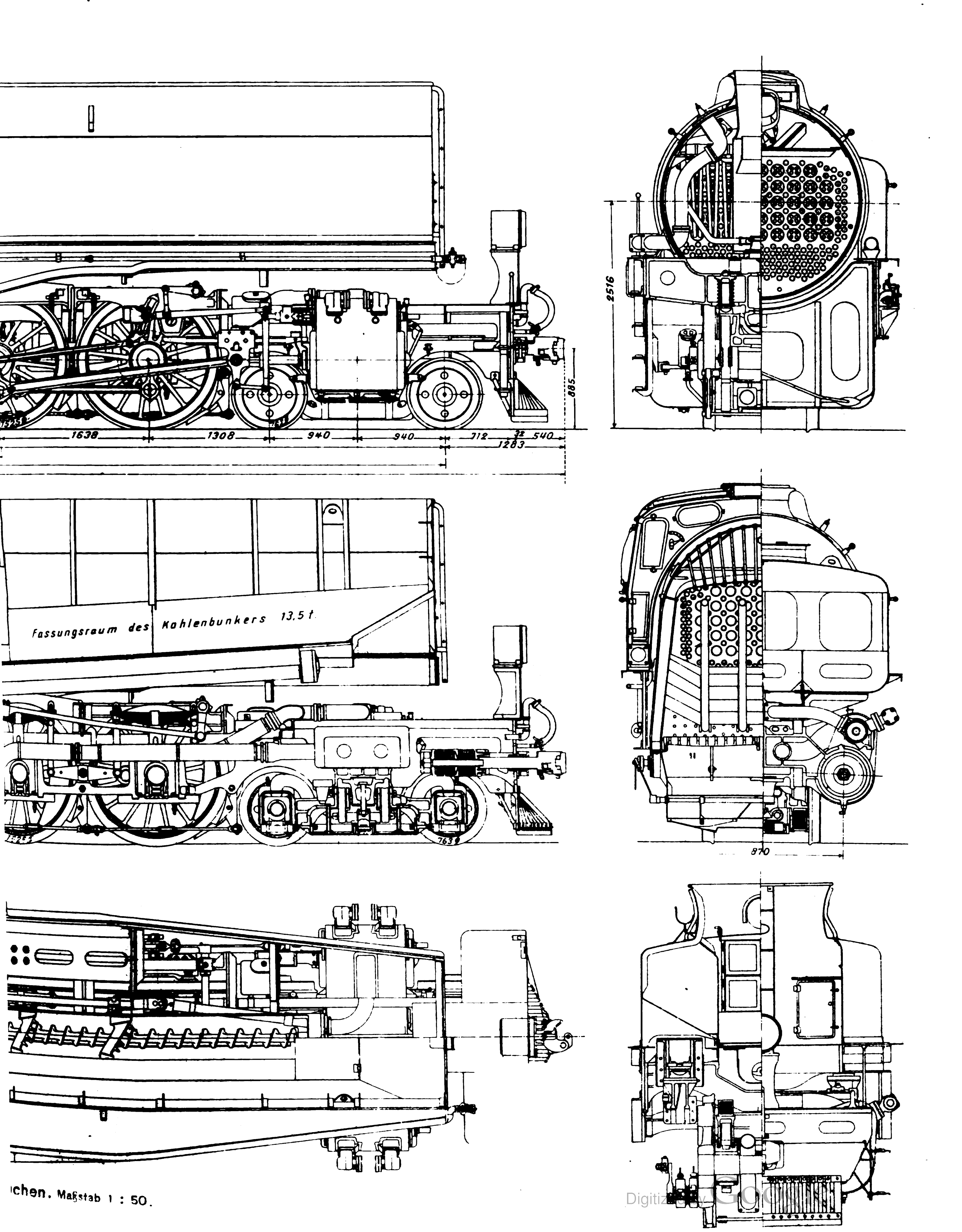




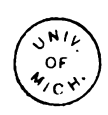
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.




nchen. Maßstab 1 : 50.




ichen. Maßstab 1 : 50.


UNIV.
OF
MICH.

# Abb. 1 bis 6. Zum Bericht: 1 D + D 1 Mallet-Güterzugslokomotive der Denver und Rio Grande Western Bahn.

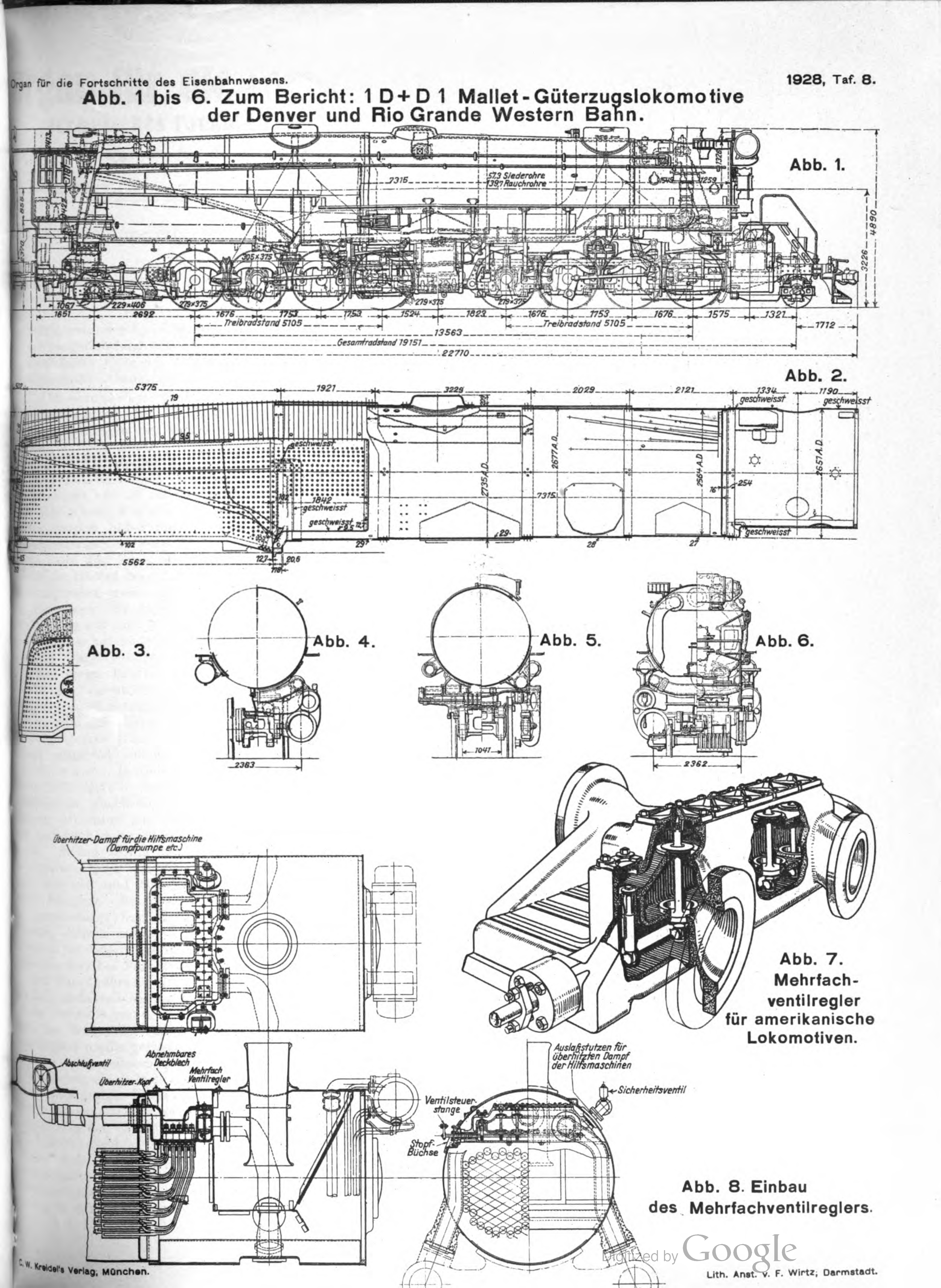



Abb. 7. Mehrfachventilregler für amerikanische Lokomotiven.

Abb. 8. Einbau des Mehrfachventilreglers.

C. W. Kreidel's Verlag, München. Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.


UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

83. Jahrgang | 15. April 1928 | Heft 8

## Bettungserneuerung im Betriebe ohne Langsamfahrsignale (System Welch).

Von Reichsbahnoberrat **Menne,** Halberstadt.

Die Bettungserneuerung nach der bisher üblichen Ausführungsweise hatte folgende erhebliche Nachteile aufzuweisen:

1. Fahrplanstörungen und Mehrverbrauch an Betriebsstoffen.
2. Betriebsgefährdung.
3. Zweifelhafte Güte der Arbeit.
4. Mangelhafte Ausnutzung der Arbeitskräfte.

1. Die sommerliche Bahninstandsetzung (Gleisumbau, Bettungserneuerung oder Durchgabelung) verursachte bisher erhebliche Störungen des Fahrplans, die aber in Kauf genommen werden mußten, um die Betriebssicherheit der Streckengleise zu erhalten.

Wenn man mit einer Liegedauer des Oberbaues in den Streckengleisen von 20 bis 25 Jahren rechnet, so müssen in jedem Jahr 5 oder 4% erneuert werden. Diese Erneuerungsarbeiten wurden bisher unter dem Schutze von Halt- und Langsamfahrscheiben ausgeführt. Die Verwendung dieser Signale hatte für Züge, die längere Strecken durchfahren, ein häufiges Halten oder Langsamfahren zur Folge, wodurch Zugverspätungen entstanden, die sich wieder auf Anschlußzüge übertrugen. So ist mir ein Beispiel bekannt geworden, daß ein D-Zug auf einer 327 km langen Strecke im August 1926 an 27 Stellen hat halten oder langsam fahren müssen! (An dem betr. Tage wurden allerdings neben der eigentlichen Gleisarbeit einige Brücken ausgewechselt.)

Für den eigentlichen Gleisumbau ist man im Bezirk der Reichsbahndirektion Magdeburg im Jahre 1926 in größerem Umfange zum „zeitweise eingleisigen Betrieb“ übergegangen, um das gesperrte Gleis ohne jede Störung durch den Zugverkehr möglichst schnell und gut umbauen zu können. (Vgl. Niemann: Betrieb und Gleisumbau, Verkehrstechn. Woche 1927, Heft 8, Seite 85 u. ff.) Dabei hat man auch versuchsweise gleichzeitig die Bettung des Umbaugleises erneuert; ob diese gleichzeitige Ausführung zur Regel wird, muß noch von weiteren Erfahrungen abhängig gemacht werden. Früher wurde die Bettung noch unter dem alten Gleis erneuert und von den Zügen festgefahren, damit die neuen Schienen und Schwellen in ein fertiges Bett verlegt werden konnten. Bei diesem alten Verfahren mußten also die Langsamfahr- und Haltestellen in zwei aufeinanderfolgenden Jahren in Kauf genommen werden, wobei dann anstatt 4 bis 5% sogar 8 bis 10% der Streckengleise zu bearbeiten und bei Zugbetrieb zu sichern waren.

Auf Hauptbahnen wurde bei der Bettungserneuerung an den Langsamfahrstellen die Geschwindigkeit der Züge 300 m vor der Baustelle zumeist auf 15 bis 25 km/Std. vermindert. Nach der Vorbeifahrt an der Arbeitsstelle sollte die Geschwindigkeit wieder gesteigert werden, sogar über die normale hinaus, um die entstandene Verspätung wieder einzuholen. Das bedeutete einen Mehrverbrauch an Betriebsstoffen. Ob damit in Zukunft Zugverspätungen auch noch eingeholt werden können, erscheint zweifelhaft wegen der beabsichtigten Vergrößerung der Geschwindigkeiten.

2. Dieser Nachteil ist aber nicht allein in Betracht zu ziehen. Auch Gefährdung der Betriebssicherheit war nicht ausgeschlossen. Man konnte zuweilen feststellen, daß die Lokomotivführer die Langsamfahrsignale übersahen und die Baustelle mit voller Geschwindigkeit befuhren, dabei haben sich Entgleisungen ereignet.

3. Das alte Verfahren bot keine Gewähr für ordnungsmäßige und gute Ausführung der Bettungserneuerung. Es fehlte bei ihm ein Anhalt und ein Zwang, die alte Bettung mit vorgeschriebenem Gefälle in der richtigen Tiefe ganz auszuräumen. Oft genug blieb die alte Bettung gerade unter den Schwellen stehen. Dabei wurde die alte Bettung mit neuem Steinschlag zugedeckt, und fertige Arbeit vorgetäuscht sehr zum Schaden des neuen Oberbaues.

4. Bei der alten Ausführung wurde die Bettung häufig, allerdings verbotswidrig, unter zwei bis drei Schwellen gleichzeitig erneuert. Dabei wurden meistens die Schienen unterklotzt. Da die alte Bettung zunächst bis unmittelbar vor diesen Klötzen fortgenommen wurde und eine annähernd senkrechte Böschung unter den Klötzen verblieb, so trat die unter 2. erwähnte Betriebsgefährdung ein. Um sie zu vermeiden, mußten die Klötze vor der Durchfahrt jedes Zuges aus dem Gleis entfernt sein. War nun die Bettung in den in Angriff genommenen Schwellenfächern erneuert (was häufig nur mit überstürzter Arbeit, also auf Kosten der Güte der Ausführung gelang), und der zu erwartende Zug hatte Verspätung, so mußten die Arbeiter untätig die Durchfahrt des verspäteten Zuges abwarten.

Alle diese Mängel sind ausgeschlossen bei der Bettungserneuerung nach dem System Welch*).

Nach diesem System ist 1927 die Bettung in beiden Gleisen zwischen den Bahnhöfen Börßum und Hedwigsburg erneuert oder durchgegabelt worden und zwar auf eine Länge von 2 × 5,49 km. Mit einigen Nebenarbeiten (Ausräumen der Bahngräben, Ersatz der Bahngräben durch Kohlenschlackenschlitze mit Drainröhren, Gleisunterhaltungs- und -Verstärkungsarbeiten und dergl.) hat die Arbeitsausführung von März bis November 1927 gedauert. Während dieser Bauzeit haben rund 3000 Personen- und Güterzüge die Baustelle mit unverminderter Geschwindigkeit (bis 75 km/Std.) befahren, ohne daß irgend welche Klagen über unruhiges Fahren weder von Reisenden noch von Zugbegleitern laut geworden wären.

Der Vorzug der Arbeitsweise Welch besteht einmal darin, daß bei der Bettungserneuerung (Durchgabelung) jede Schwelle im Gleis zu jeder Zeit vollständig betriebssicher fest gelagert ist. Daraus ergibt sich der zweite Vorteil, daß die Bahnunterhaltungsarbeiter gleichmäßig bis kurz vor der Vorüberfahrt eines jeden Zuges weiter arbeiten können.

Als dritter Vorzug ist anzuführen, daß die alte Bettung genau nach Maß (Lehre) ausgekoffert werden muß, bevor die neue Bettung eingebracht wird.

Auf der zweigleisigen Strecke wurde vorbereitend zwischen den inneren Schwellenköpfen beider Gleise die alte Bettung ausgekoffert und durch neuen Steinschlag ersetzt, ferner wurde an der Außenseite des zu bearbeitenden Gleises das Bankett soweit abgegraben, als Raum für die Ablagerung der aus dem Gleis zu entfernenden unbrauchbaren Bettung zu schaffen war (vgl. Abb. 1). Es muß möglichst vermieden werden, nach dem Einbau der neuen Bettung noch Abraum-

*) Oberbahnmeister Welch ist Dienstvorsteher der Bahnmeisterei 2 Börßum.

massen auf Arbeitszüge zu verladen, wobei die neue Bettung gleich wieder verschmutzt wird.

Da die alten Bankettmassen mit dem Unkrautsamen entfernt werden, wird die Gefahr einer neuen Verkrautung erheblich herabgemindert, zumal wenn das seitliche Bankett noch mit einer Kohlenschlackenschicht bedeckt wird.

Die Bettungserneuerung erfolgt nach **Welch** in folgender Weise (s. Abb. 2):

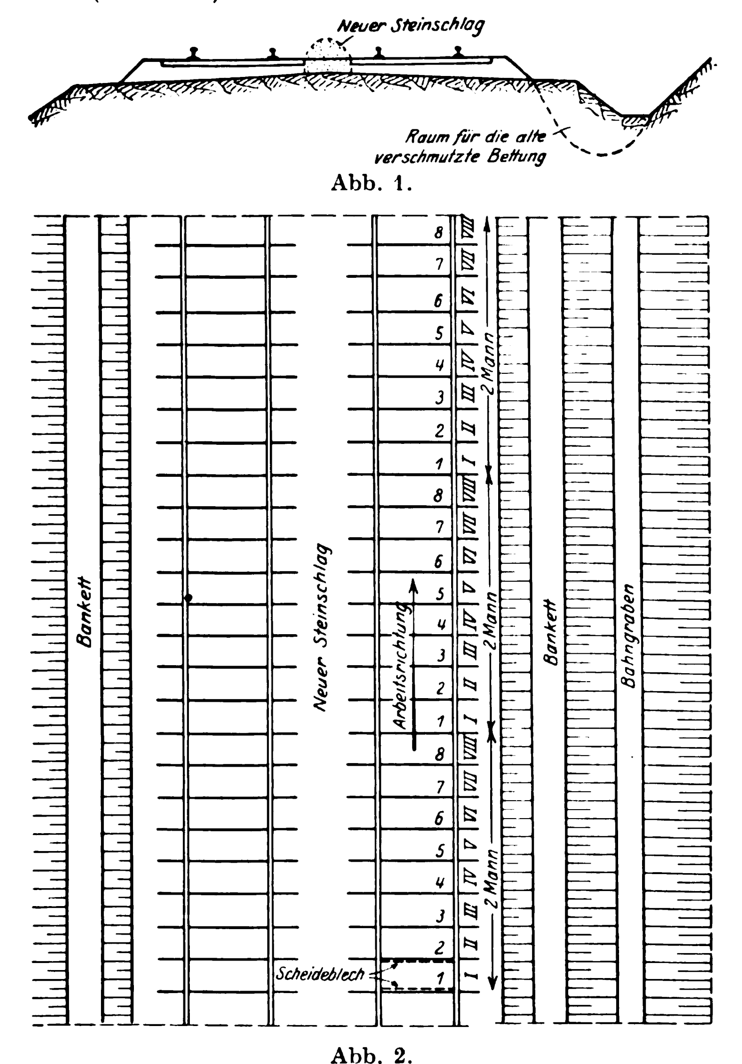



Abb. 1.

Abb. 2.

Je zwei Arbeiter haben als Tagesleistung in acht Gefachen, also zwischen acht Schwellen neuen Steinschlag einzubauen, wobei sie auch die alte Bettung auszukoffern und die sonstigen Nebenarbeiten zu leisten haben. Bei einer Tagesleistung von 100 m Gleislänge wurden 40 Arbeiter angestellt, die zwischen und unter 160 Holzschwellen neuen Steinschlag eingebaut haben. Je zwei Mann beginnen damit, im Abstand von je acht Schwellen die alte Bettung zwischen zwei Schwellen (im ersten Fach) bis zur vorgeschriebenen Tiefe auszukoffern. Hierbei bleiben die beiden Schwellen 1 und 2 auf ihrer alten Bettung zunächst noch festgelagert. Vor dem Einbringen der neuen Bettung wird vor die zweite Schwelle, die zuerst neu unterbettet werden soll, ein „Scheideblech" (s. Abb. 4) vorgesetzt, um ein Vermischen der alten und neuen Bettung zu verhüten*). Danach werden die Schwellenenden der zweiten Schwelle bis zur richtig Tiefe der Bettungserneuerung ausgeräumt und die Schwelle enden bis unter die Schienen unterkeilt (s. Abb. 3). Währe der Einziehung der Keile liegt die Schwelle immer noch fe auf, da die alte Bettung unter ihr zwischen den Schiene noch unberührt ist. Nach dem Einbau der Keile ist die zwei Schwelle nunmehr auf den Keilen beiderseits auf eine Län von etwa 65 cm festgelagert, so daß die alte Bettung i zweiten Feld ausgekoffert werden kann (einschließlich d zwischen den Schienen stehengebliebenen Bank unter d zweiten Schwelle). Nach dem Ausräumen der alten Bettun unter der zweiten Schwelle wird das Scheideblech vor d zweiten Schwelle hochgezogen und vor die dritte Schwell als Scheidewand zwischen alter und neuer Bettung gesetz

Danach wird neuer Steinschlag im zweiten Feld eing bracht, ein Teil des Steinschlages im ersten Feld unter d zweiten Schwelle durchgeschlagen und die zweite Schwell zwischen den Schienen oder Keilen fest angestopft, so da danach die Keile an den Enden der zweiten Schwelle fort genommen und unter der dritten Schwelle eingebaut werden

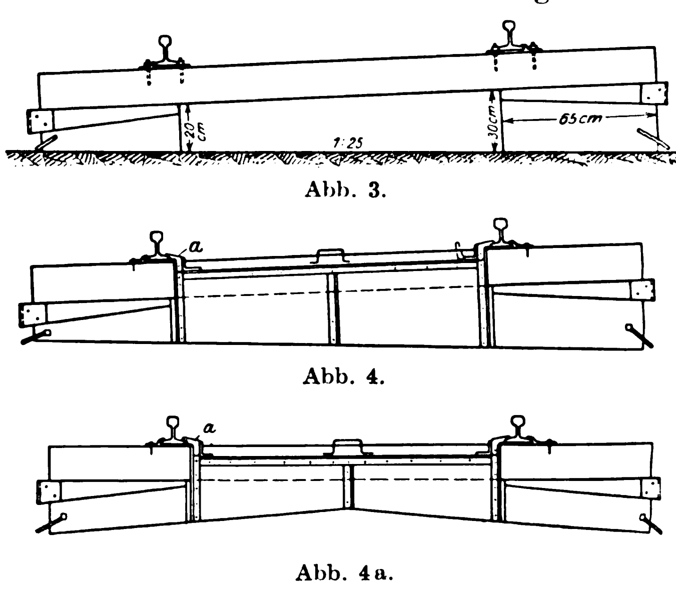



Abb. 3.

Abb. 4.

Abb. 4a.

können. Sofort nach Entfernung der Keile unter der zweiten Schwelle wird auch unter deren Schwellenenden neuer Steinschlag eingebracht und festgestopft. Die dritte Schwelle wird dann unterkeilt, sie ruht aber inzwischen noch fest auf ihrem alten Bettungslager zwischen den Schienen. In der beschriebenen Weise wiederholt sich der Arbeitsvorgang in jedem Schwellenfeld. Zu jeder Zeit ist also jede einzelne Schwelle festgelagert, so daß das Gleis mit mindestens 75 km/Std. sicher befahren werden kann. D-Züge befuhren die eingangs genannte Baustelle nicht. Auf D-Zugstrecken würden aber die D-Züge ihre fahrplanmäßige Geschwindigkeit höchstens auf 75 km/Std. zu ermäßigen brauchen, wenn man wegen der Unterkeilung die volle fahrplanmäßige Geschwindigkeit nicht zulassen will. Bei 75 km/Std. erleiden aber die D-Züge keine nennenswerte Verspätung, jedenfalls eine viel geringere, als wenn sie auf 25 km/Std. abgebremst werden müßten.

An neuen Oberbaugeräten werden gebraucht:

1. Scheideblech,
2. Klotz und Keil,
3. Druckstange.

Das Scheideblech (Abb. 4) muß zwischen den Schienenköpfen und -füßen des in Arbeit genommenen Gleises heruntergelassen und nach Fertigstellung hochgezogen werden können. Es ist ein durch Winkeleisen verstärktes Eisenblech, mit zwei beweglichen Haken zum Aufhängen am Schienenfuß. Die

*) Die erste Schwelle lassen diese zwei Mann in voller Länge auf ihrem alten Lager unbearbeitet. Eine Vermischung der alten und neuen Bettung unter ihr ist weniger zu befürchten, weil die alte Bettung fest zusammengebacken ist. Nach Belieben kann man auch hinter der ersten Schwelle ein Scheideblech einsetzen, das dann von den nachfolgenden beiden Arbeitern bei der Unterbettung ihrer letzten (achten) Schwelle wieder frei gemacht wird.

Haken müssen beweglich sein, weil sie sonst an den Schienenköpfen nicht vorbeigehen würden. Mit Hilfe der Haken kann das Scheideblech an den Schienen zwischen zwei Schwellen (nach der Auskofferung der alten Bettung) hin- und hergeschoben werden, um die richtige Tiefe der Auskofferung festzustellen. Diese „Lehre" gewährleistet auch einen noch nicht erwähnten Vorzug der Bauweise Welch: Die Unterbaukrone erhält das vorschriftsmäßige Gefälle; es wird also eine gute Gleisentwässerung gewährleistet! Die obere Kante des eingehängten Scheideblechs schließt ungefähr mit der Unterkante einer eisernen Schwelle ab. Zum Aufziehen hat das Scheideblech einen Handgriff in der Mitte.

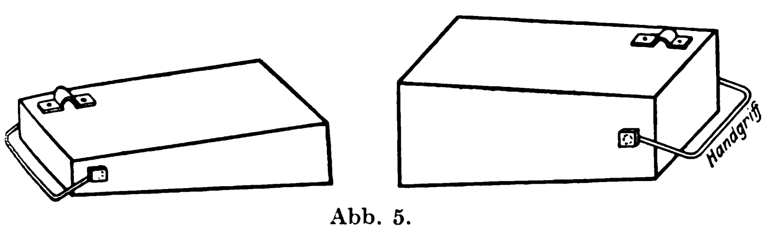



Abb. 5.

Soll bei nassen Einschnitten jedes Gleis für sich entwässert werden (nach dem Vorschlag Niemann a. a. O.), so wird das Scheideblech nach Abb. 4a verwendet.

Die „Klötze und Keile" sind dargestellt in Abb. 5 und 6. Bei einseitiger Entwässerung des Gleises sind Klotz und Keil am innern Schwellenkopf 20 bis 25 cm, am äußern etwa 26 bis 30 cm hoch (Neigung 1:25). Bei dem Steinschlagbett nach Niemann sind sie gleich hoch. Vor dem Einbringen der Verkeilung unter jeder Schwelle muß die alte Bettung unter den Schwellenenden unbedingt ausgekoffert sein, denn sonst können Klotz und Keil nicht eingebaut werden. Die Verkeilung reicht beiderseits bis an das Scheideblech heran, so daß nach Entfernung der alten Bettung unter der Schwellenmitte die alte Bettung auf die ganze Schwellenlänge ausgekoffert sein muß. Die Rottenführer können die richtige Auskofferung leicht überwachen. An dem unteren Klotz befindet sich ein „Druckstück" aus Eisen.

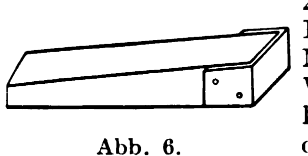


Abb. 6.

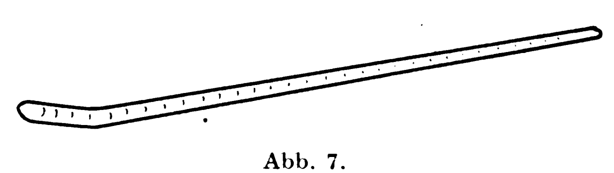


Abb. 7.

Zum Herausnehmen der Verkeilung ist eine eiserne „Druckstange" (Abb. 7) erforderlich, damit die zwischen den Schienen gestopfte Schwelle angehoben werden kann, um den Keil herausziehen zu können. Auch hat der untere Klotz einen Handgriff, damit er leichter herausgezogen und getragen werden kann.

Auf den Keilen ruht jede Schwelle etwa eine Stunde lang, da in einer Arbeitsschicht von neun Stunden acht Schwellenfelder neu beschottert werden. Vor jeder Zugfahrt können die Keile beiderseits leicht angetrieben werden.

Vor Feierabend mußte die letzte in Arbeit genommene Schwelle auf ganze Länge gestopft sein, die Keile wurden über Nacht nicht im Gleis gelassen (wohl aber die Scheidebleche).

Die erforderlichen Geräte hat die Bahnmeisterei selbst hergestellt.

Die 40 Arbeiter, die 160 Schwellen = 100 m Gleis im Tage durchzuarbeiten hatten, wurden von zwei Rottenführern überwacht. Jeder Rottenführer hatte also 50 m Gleislänge zu beaufsichtigen oder gleichzeitig zehn Schwellengefache; das haben sie ohne Schwierigkeit gemacht. Sie haben erklärt, daß bei dem System Welch die Überwachung guter Arbeitsausführung gegen früher ganz erheblich erleichtert sei; sie könnten jetzt dafür Gewähr leisten, daß die ganze alte Bettung vorschriftsmäßig entfernt sei.

Ein Nachtrupp von etwa 15 bis 16 Arbeitern unter einem dritten Rottenführer hatte das Gleis nach zwei Tagen nachzuheben, zu richten und zu stopfen. Außerdem hatte dieser Nachtrupp die Breitschwellen einzuziehen, den Steinschlag vom Arbeitszug abzuladen, das Gleis zu verfüllen und abnahmefähig zu machen.

Nachdem sich die Arbeit eingespielt hatte, wurde sie im Gedingeverfahren ausgeführt. Für die Bettungserneuerung und Gleisverstärkung einschließlich sämtlicher Nebenarbeiten (Bankett ausheben und wieder vollfüllen, Aufladen des Bodens auf Arbeitswagen, Abladen des Steinschlages und Aufräumen der Baustrecke) wurden für den laufenden Meter 8 bis $8\frac{1}{2}$ Tagelohnstunden gewährt. Bei diesem Preise erzielten die Arbeiter 15 bis 26% Überverdienst.

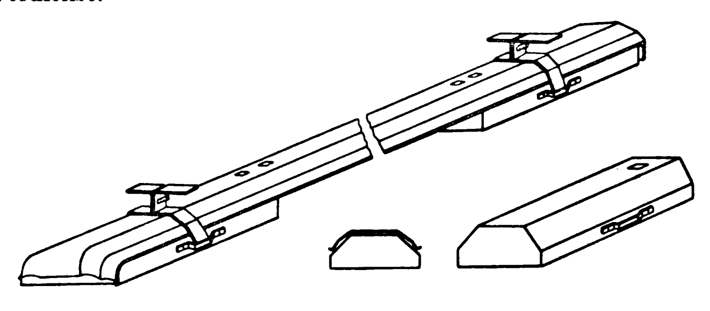


Abb. 8.

Eine zahlenmäßige Ersparnis läßt sich in folgender Betrachtung nachweisen: Die 3000 Züge, die mit fahrplanmäßiger Geschwindigkeit die Baustelle befahren haben, hätten bei der früheren Verminderung der Geschwindigkeit je 25 kg Kohlen mehr verfeuern müssen, um auf die kürzeste Fahrzeit zur Einholung der entstandenen Verspätung zu kommen. Es sind danach an Kosten erspart worden $3000 \times 25$ kg = 75000 kg = 75 t Kohle zum Preise von 30 ℛℳ, d. h. $75 \times 30 = 2250$ ℛℳ bei 11 km Baulänge, d. h. auf 1 km etwa 200 ℛℳ. Schon diese Ersparnis ist nicht unerheblich, ganz abgesehen von der wesentlich besseren Ausführung der Arbeit.

Im Rechnungsjahre 1928 soll die Bettung auf 8 km in einer benachbarten Bahnmeisterei unter eisernen Schwellen erneuert werden. Das soll auch nach der Bauweise Welch geschehen. Die eisernen Schwellen sollen von den Köpfen an bis unter die Schienen zunächst unterklotzt werden (Abb. 8). Diese Klötze sollen dann, wie bei den Holzschwellen unterkeilt werden. Die Erfahrung wird dabei ergeben, ob für eiserne Schwellen das System Welch noch umgestaltet werden muß.

## Analytisches Verfahren für Bogenberichtigung.

Von Ing. **Josef Nemcsek**, Hatvan.

Verfahrene oder fehlerhaft abgesteckte Bogen zu berichtigen oder in alte Bogen Übergangsbogen einzuschalten, sind wichtige Maßregeln einer planmäßigen Bahnunterhaltung. Die steigenden Bedürfnisse der höheren Geschwindigkeiten, die Annehmlichkeit der Fahrt, die Schonung der Fahrzeuge und der Gleisanlagen, nicht zuletzt die Sicherheit, all das fordert gute Bogen.

Die Berichtigung oder Einschaltung von Übergangsbogen

kann durch Neuabstecken erfolgen, wobei dem Minimum an Gleisverschiebungsarbeit nicht Genüge geleistet werden kann und bei Nebenbedingungen äußerst langwierige Rechnungen notwendig werden. Das graphische Verfahren Nalenz-Höfer zeichnet sich bei vornehmer mathematischen Grundlage durch rasche und bequeme Arbeit, wie durch die leichte Erfüllung der durch örtliche Verhältnisse erzeugten Nebenbedingungen aus. Als einzigen Nachteil sieht man seine vielleicht nicht ganz entsprechende Genauigkeit an, welche in der Pfeilhöhenmessung, der zeichnerischen Arbeit und schließlich darin ihren Grund hat, daß die Pfeilhöhen selbst in kleinen Abschnitten nicht gleich sind. Zu jedem Bogenpunkt gehört eine andere Pfeilhöhe über der zugehörigen Sehnenmitte. Beim Nalenzeverfahren wird auf je 10 bis 20 Meter nur eine herausgegriffen, welche oft für die durchgängige Krümmung des 20metrigen Bogenstückes gar nicht maßgebend ist. Fehler verbirgt auch die Ungewißheit des tatsächlichen Bogenanfanges. Weniger bekannt, aber nicht weniger praktisch und geistreich ist das graphische Verfahren Sztupkay.

Das Verfahren des Herrn Insp.-Ing. Akay*) kann als rechnerisch-graphisch angesehen werden und ist Fehlerquellen viel weniger ausgesetzt als das Nalenz-Höfersche Verfahren, erfordert aber eine ganz erhebliche Rechenarbeit.

Im nachstehenden ist ein Verfahren entwickelt, mittels welchem analytisch, also ganz genau, und mit verhältnismäßig wenig Rechenarbeit der berichtigte Bogen sich sozusagen formelmäßig ergibt bei scharfer Erfüllung der kleinsten Gleisverschiebungsarbeit und anderer örtlicher Bedingungen. Die folgende Darstellung des Verfahrens bezweckt Vermeidung jeder Weitläufigkeit, um ganz den Ansprüchen der Ausübung entgegenkommen zu können.

Die Frage der billigsten Bogenverrückung mit örtlichen Nebenbedingungen fassen wir durchwegs als eine Aufgabe der analytischen Geometrie der Ebene auf. Das rechtwinklige Koordinatensystem bilde die dem Bogen vorhergehende Gerade als Abszissenachse, und die Ordinate eine hierauf senkrechte Linie in einem beliebigen Punkte, wo das Gleis noch in der Geraden liegt. Die Richtungen seien so gewählt, daß der Bogen in das $(+x, +y)$-Viertel zu liegen kommt. Errechnet werden müssen die Bestimmungsgrößen des berichtigten Bogens: die Koordinaten des Mittelpunktes $(x, y)$ und der Durchmesser $(R)$, wenn man diesen nicht schon im vorhinein festsetzt. Der zu berichtigende Bogen sei durch Punkte desselben $(x_r, y_r)$ gegeben; in der Praxis genügt dafür vollauf ein Abstand von 20 m von Punkt zu Punkt.

Es kann die Untersuchung für die Gleisachsenlinie, aber auch ohne nennenswerten Fehler, sogar noch bequemer, für die Innenseite des äußeren Schienenstranges durchgeführt werden, wobei aber dann für die Bestimmung des eigentlichen Bogenhalbmessers R als um eine halbe Bogenspurweite vergrößerter Bogenhalbmesser zu betrachten ist.

Die Größen $x_r$ und $y_r$ werden nach dem Aufmessen des zu berichtigenden Bogens berechnet. Dem Bogen wird in üblicher Weise ein Vieleck derart umschrieben, daß die Winkelpunkte noch auf die Bahnkrone fallen, und daß die Anfangs- und Endtangenten je eine Vieleckseite bilden. Die Winkel in den Eckpunkten werden mit dem Theodoliten gemessen (s. Abb. 1), und die Seiten mit Stahlband. Es werden weiter mit Stahlband die Bestimmungsgrößen $x'_r\ y'_r$ der ausgewählten Bogenpunkte gemessen, immer bezogen auf die nächstliegende Vieleckseite mit dem Eckpunkt als Anfangspunkt. Mittels der bekannten einfachen Transformationsgleichungen lassen sich dann die $x_r$, $y_r$ aus den $x'_r$, $y'_r$ bestimmen.

Die Transformationsgleichungen sind:

$$x_r = x''_i \pm x'_r \cos\beta_i + y'_r \sin\beta_i$$
$$y_r = y''_i + x'_r \sin\beta_i \pm y'_r \cos\beta_i$$

wo $x''_i$ und $y''_i$ die Bestimmungsgrößen des i-ten Eckpunktes sind, bezogen auf das ursprüngliche Koordinatensystem

$$(x''_{i+1} = x''_i + l_i \cos\beta_i \text{ und } y''_{i+1} = y''_i + l_i \sin\beta_i)$$

und $\beta_i$ der Winkel, welchen die i-te Polygonseite mit der Anfangstangente einschließt. Das obere Vorzeichen wird dort benützt, wo die ausgewählten Bogenpunkte in einer Winkelfläche $\beta_1$ liegen.

Wenn der gemessene Innenwinkel zweier Vieleckseiten im Eckpunkte i mit $\alpha_i$ bezeichnet wird, so ist $\beta_i = i\,180^0 - \sum_1^i \alpha_r$. Ebenso ist bekanntlich der Zentriwinkel des Bogens $\beta_n = n\,180^0 - \sum_1^n \alpha_i$.

Die Berechnung der Koordinaten $(y_r, x_r)$ macht ungefähr die Hälfte der Stubenarbeit aus, und nach dieser kann zur Bestimmung des Mittelpunktes des berichtigten Bogens geschritten werden.

Wir betrachten als Grundbedingung jeder Bogenregulierung, daß die Forderung der kleinsten Gleisverrückungsarbeit erfüllt wird. In den praktisch möglichen Fällen, wo die Endtangentenrichtungen und die Bogenlängen des berichtigten Bogens von den entsprechenden Richtungen und Bogenlänge des alten Bogens gar nicht oder nicht bedeutend abweichen dürfen, ist diese Forderung gleichbedeutend mit der Forderung, daß die Summe der Verschiebungswege der Bogenpunkte gleich Null sei, wenn man den Verschiebungen nach außen und nach innen verschiedene Vorzeichen erteilt.

Das Gleis soll also um gleiche Maße nach innen verschoben werden wie nach außen, und diese Forderung verursacht in den praktisch möglichen Fällen auch, daß der alte und der neue Bogen sich möglichst oft schneiden: der neue Bogen schmiegt sich dann dem alten bestmöglich an. Z. B. bekam ich bei einem 300 m langen Bogen schon 6 Durchschnitte.

Bezeichnet man mit R den Halbmesser des berichtigten Kreisbogens, so hat man für den Gesamtverschiebungsweg V

$$V = n\,R - \sum_{r=1}^{r=n} \sqrt{(x - x_r)^2 + (y - y_r)^2} = 0.$$

Es ist daher

$$\begin{aligned} n^2 R^2 = \sum (x - x_r)^2 + \sum (y - y_r)^2 &+ 2 \sum_{r=1}^{r=n-1} \sqrt{(x - x_r)^2 + (y - y_r)^2}\,\sqrt{(x - x_{r+1})^2 + (y - y_{r+1})^2} \\ &+ 2 \sum_{r=1}^{r=n-2} \sqrt{(x - x_r)^2 + (y - y_r)^2}\,\sqrt{(x - x_{r+2})^2 + (y - y_{r+2})^2} \\ &+ \cdots \\ &+ \cdots \\ &\cdots \\ &+ 2 \sum_{r=1}^{r=n-(n-1)} \sqrt{(x - x_r)^2 + (y - y_r)^2}\,\sqrt{(x - x_{r+(n-r)})^2 + (y - y_{r+(n-r)})^2} \end{aligned}$$

Die Summenausdrücke der irrationalen Größen würden jede Auflösung der Gleichung nach x oder y vereiteln, wenn man die gesamten Summenausdrücke der zu multiplizierenden

*) Dieses bei den ungarischen Bahnen eingeführte geistreiche Verfahren untersucht in einem Koordinatensystem die Umgebung des Mittelpunktes des zweckmäßigsten Bogens, um dann den Mittelpunkt selbst zu ermitteln.

Quadratwurzeln nicht durch den einfachen Ausdruck $2\,\frac{n(n-1)}{2}R^2$ ersetzen könnte. Dies ist aber durchaus statthaft; die Differenz der beiden Ausdrücke ist um so kleiner, je größer n und R sind und je weniger der Halbmesser des Berichtigungsbogens vom Durchschnittshalbmesser des fehlerhaften Bogens abweicht. Schon bei $n = 6$ und $R = 200{,}0$ m, ferner mit den Wurzelgrößen (Entfernungen) 200,5, 200,3, 200,1, 199,9, 199,7 und 199,5 ist die Differenz nur 1200000,00—1199999,30 = 0,7, also $\frac{1}{2000000}$! Die nachträgliche Beachtung der Differenz verursachte in einem tatsächlichen Falle eine Änderung des Halbmessers um nur 0,0003 m! (Die Differenz ist übrigens in sehr vielen möglichen Fällen auch genau Null.)

Somit ist:

$$n^2 R^2 = \sum_{r=1}^{r=n} (x - x_r)^2 + \sum_{r=1}^{r=n} (y - y_r)^2 + 2\,\frac{n\,(n-1)}{2}\,R^2$$

oder

$$\sum_{r=1}^{r=n} (x - x_r)^2 + \sum_{r=1}^{r=n} (y - y_r)^2 = n\,R^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 1)$$

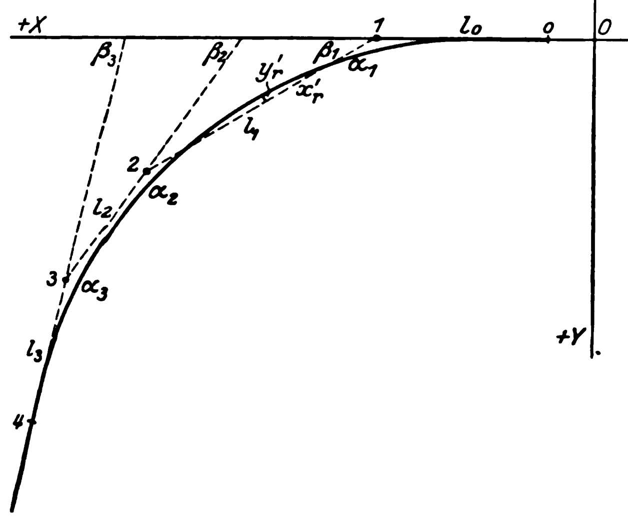



Abb. 1.

Dies ist die Grundgleichung der Bogenberichtigung (ein Flächengesetz), wie sie aus der Forderung der kleinsten Herstellungskosten entsteht.

Durch Einführung der Bezeichnungen

$$\frac{1}{n}\sum_1^n x_r = p; \quad \frac{1}{n}\sum_1^n y_r = p'; \quad \frac{1}{n}\sum_1^n x_r^2 = q; \quad \frac{1}{n}\sum_1^n y_r^2 = q'$$

hat man

$$x^2 + y^2 - 2\,p\,x - 2\,p'\,y + q + q' - R^2 = 0 \quad . \; . \; . \quad 2)$$

Die eigentliche mathematische Aufgabe der Bogenberichtigung ist also auf die Lösung einer Gleichung zweiten Grades zurückgeführt. In dieser Gleichung sind drei Unbekannte enthalten (x, y, R), welche die Erfüllung noch zweier örtlicher Bedingungen ermöglichen.

Es soll z. B. ein verfahrener Bogen mit kleinstem Arbeitsaufwand derart neu abgesteckt und verschoben werden, daß am Bogenanfang der Übergangsbogen die Ordinate 4 m aufweisen soll, während am Bogenende der Übergangsbogen in bezug auf die Endtangente 4 m' sein soll.

Die zwei Bedingungen liefern folgende zwei Beziehungen (s. Abb. 2):

$$y = R + m \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 3)$$

$$R + m' = y\cos\alpha + (t - x)\sin\alpha.$$

Hieraus erhält man

$$R = \frac{t\sin\alpha + m\cos\alpha - m'}{1 - \cos\alpha} - \frac{x\sin\alpha}{1 - \cos\alpha} \quad . \; . \; . \quad 4)$$

Setzt man y und R in Gleichung 2) ein, so bekommt man

$$x^2 + 2\,x\left[\frac{(p' - m)}{1 - \cos\alpha}\sin\alpha - p\right] + c = 0 \quad . \; . \; . \quad 5)$$

wo

$$c = \frac{2\,(m - p')}{1 - \cos\alpha}(t\sin\alpha + m\cos\alpha - m') + m^2 + q + q' - 2\,p'\,m \text{ ist.}$$

Wenn wie üblich $m = m'$ ist, so wird

$$c = \frac{2\,(m - p')}{1 - \cos\alpha}\,t\sin\alpha - m^2 + q + q'.$$

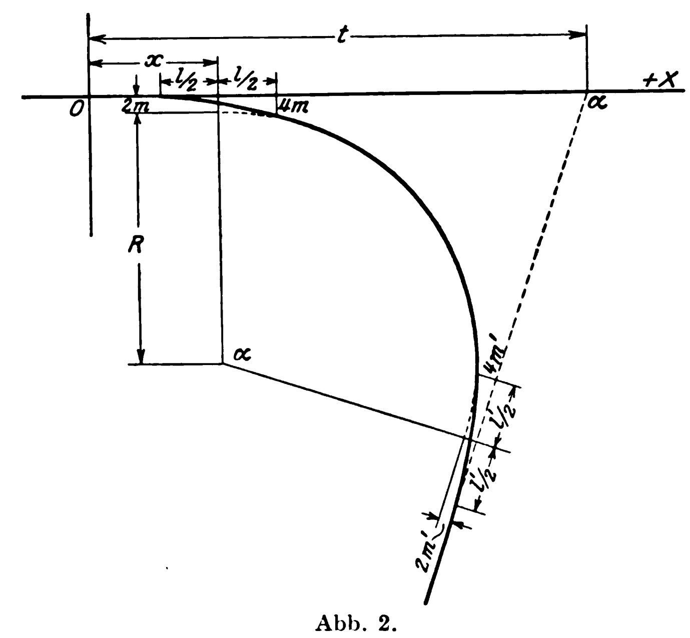



Abb. 2.

Der Gang und die Reihenfolge des Verfahrens ist:

1. Messen der Vieleckseiten und Vieleckwinkel.
2. Messen der Bestimmungsstücke $x'_r$, $y'_r$ der ausgewählten Bogenpunkte (in 20 m Bogenabstand, bei Bedarf noch besondere Punkte wie in Brückenachsen u. a.).
3. Berechnen der Winkel $\beta_i$.
4. Berechnen der Funktionen $\sin\beta_i$; $\cos\beta_i$.
5. Berechnen der Größen $x''_i$, $y''_i$ der Eckpunkte.
6. Berechnen der Größen $x_r$, $y_r$.
7. Berechnen der Größen p, p', q, q'.
8. Berechnen von t (stufenweise Anwendung des Sinussatzes in den Dreiecken, welche die Vieleckseiten und die Anfangstangente bilden).
9. Annahme der Werte von m und m' (näheres darüber später).
10. Berechnen von c.
11. Anschreiben und Lösen der Gleichung 5), wodurch x als Abszisse des Mittelpunktes des zweckmäßigsten Bogens erhalten wird.
12. Berechnung des Halbmessers für den berichtigten Bogen aus Gleichung 4).
13. Aus Gleichung 3) bekommt man die Ordinate des Mittelpunktes y.
14. Als Probe ist es zweckmäßig, gleich die Entfernung des Mittelpunktes des berichtigten Bogens von der Endtangente zu berechnen. Diese muß $R + m'$ sein (s. Abb. 2). Die Gleichung der Endtangente ist nach Abb. 3

Abb. 3.

$$o = -\,x\sin\alpha + y\cos\alpha + t\sin\alpha.$$

Die Entfernung des Bogenmittelpunktes $\overline{x}$, y ist

$$d = -\overline{x} \sin \alpha + \overline{y} \cos \alpha + t \sin \alpha.$$

15. Es werden die Entfernungen der Punkte des alten Bogens ($x_r$, $y_r$) von dem Mittelpunkte des berichtigten Bogens berechnet, $\varrho_r = \sqrt{(x_r - x)^2 - (y - y_r)^2}$ und die Verschiebungsgrößen $\varepsilon_r = R - \varrho_r$, welche zweckmäßig in einem stationierten Verschiebungsplan zusammengestellt werden.

16. Berechnung der Übergangskurven, d. h. der Längen $l = \sqrt{24\,Rm}$ und $l' = \sqrt{24\,Rm'}$, sowie der Ordinaten zu den Abszissen $^1/_4$, $^1/_2$, $\frac{3}{4}\,l$, nach der Formel $y = \frac{x^3}{6\,l\,R}$.

17. Einstationieren der Übergangskurven. Am Bogenanfang ist der Anfang des Übergangsbogens $x - \frac{l}{2}$, und das Ende nach seiner Abszisse $x_0 + \frac{l}{2}$. Am Bogenende muß vorher die Größe z berechnet werden (s. Abb. 4).

$$z = \sqrt{(x' - t)^2 + y'^2} - t + x - \frac{l'}{2}.$$

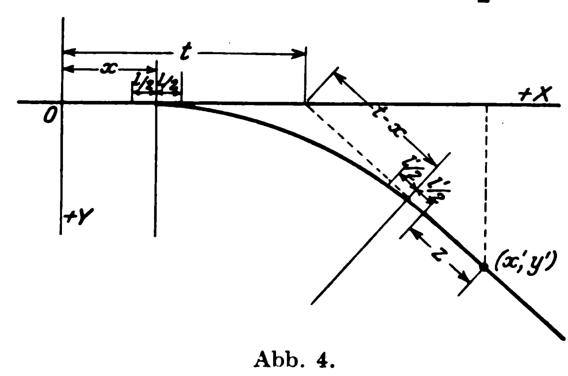



Abb. 4.

Hier bedeuten x', y' die Koordinaten eines schon in der Endtangente liegenden Gleispunktes (zugleich Vieleckspunkt), welcher auch einstationiert ist.

Da das Festlegen der berechneten Bogenfixpunkte schon einen oder zwei, höchstens drei Tage nach dem Aufmessen des Bogens erfolgen kann, ist es vollkommen hinreichend für die Ausübung, vom alten Bogen die Verschiebungen $+\varepsilon_r$ zu messen. Ist aber dabei irgend eine Fehlerquelle zu befürchten, z. B. bei bloßgelegtem Gleise, so muß der neue Bogen regelrecht abgesteckt werden. Die Übergangskurven werden sowieso von den Endtangenten her abgesteckt, der übrigbleibende Bogenteil kann ohne Schwierigkeiten dann schon abgesteckt werden, da Bogenanfang, Bogenende, Halbmesser, Mittelpunkt bekannt sind. Es können nun auch leicht Bogenmitte, Bogenviertel und Hilfstangenten so berechnet werden, daß sie von dem ursprünglichen Vieleck aus abgesteckt werden können. (Von Nutzen ist auch die Beziehung, daß die Tangente am Ende des Übergangbogens mit der Endtangente den Winkel $\alpha$ einschließt, für welchen $\operatorname{tg} \alpha = \frac{l}{2\,R}$).

Ein anderes Beispiel für die Anwendung der Grundgleichung 2) möge noch vorgeführt werden. Es sei ein Bogen derart am billigsten zu berichtigen, daß ein Punkt (a, b) von ihm auch ein Punkt des berichtigten Bogens bleibe, und daß für den Übergangsbogen am Bogeneingang die größte Ordinate 4 m darstelle.

Bedingungsgleichungen:

$$y = R + m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad a)$$

$$(a - x)^2 + (y - b)^2 = R^2, \text{ oder}$$

$$x^2 + y^2 + a^2 + b^2 - 2\,ax - 2\,by - R^2 = 0 \quad \ldots \quad b)$$

$$R + m' = y \cos \alpha + (t - x) \sin \alpha \quad \ldots\ldots \quad c)$$

Hier sind unbekannt x, y, R, m'. Es ist von Vorteil, daß davon m' nur in einer Gleichung vorkommt.

Aus a), b) und 2) erhalten wir die Gleichung $x^2\,(p' - b) + 2\,x\,[p\,(b - m) - a\,(p' - m)] + c = 0$, wo $c = (m - b)(m^2 - 2\,p'\,m + q + q') + (p' - m)\,(m^2 - 2\,b\,m + a^2 + b^2)$ ist. Nach Berechnung der Unbekannten x hat man für R den Ausdruck $\frac{1}{2\,(p' - m)}[x^2 - 2\,p\,x + m^2 + q + q' - 2\,p'\,m]$ und dann $y = R + m$. m' ergibt sich aus Gleichung c), nach dem x, y und R berechnet sind. Wenn ausnahmsweise für m' sich ein Wert ergäbe, der außerhalb der zulässigen Grenzen liegt, so kann nach einer entsprechenden Wahl der Größe m die Rechnung mit Erfolg wiederholt werden. Die Überlegung, ob m vergrößert oder verkleinert werden muß, läßt sich aus der Lage leicht gewinnen und eine kleine Vorsicht kann auch einer doppelten Rechnung vorbeugen. Natürlich wird ein Bauwerk, das zu nahe zu einer der Endtangenten liegt, und in einem Bogen, welcher ursprünglich ohne Übergangsbogen ausgesteckt worden ist, einem der neuen Übergangsbogen etwas Gewalt antun, aber das analytische Verfahren leistet auch hier, was überhaupt noch zu leisten ist.

Falls auf einem Bauwerk, oder in einem Punkte aus anderweitigen Gründen (z. B. außermittige Lage eines Gleises über einer Brücke usw.) erwünschte Verschiebung $+\lambda$ als Bedingung vorgeschrieben wird, so ändert sich nur Bedingungsgleichung b) auf:

$$x^2 + y^2 + a^2 + b^2 - 2\,a\,x - 2\,by - (R + \lambda)^2 = 0.$$

Im nachfolgenden ist die Lösung jeder praktisch möglichen Aufgabe vorgeführt, bei der man ohne Korbbogen oder Tangentenverschwenkung auskommt. Das analytische Verfahren ist auch in diesen Fällen mit Nutzen anwendbar, doch befassen wir uns zunächst mit den bei weitem am häufigsten vorkommenden Fällen, wo den Forderungen ein einziger Bogen Genüge leistet.

Die erste Gruppe der Aufgaben enthält alle jene Fälle, wo es nicht vorgeschrieben ist, daß der neue Bogen durch einen bestimmten Punkt hindurchgehe. Bei der zweiten Gruppe muß der Bogen durch den Punkt x=a, y=b d. h. (a, b) gehen, oder von diesem Punkt im Abstande $+\lambda$ verlaufen. $+\lambda$ soll bedeuten, daß der neue Bogen (z. B. auf einer Brücke oder Tunnel) im Punkte (a, b) gegen den Mittelpunkt nach innen um das Maß $\lambda$ verschoben zu liegen komme. Es lassen sich so bei Brücken, insbesonders bei durchgängigem Schotterbett bestehende Abweichungen von der Mittellage beseitigen. $-\lambda$ bedeutete ein erwünschtes Verschieben des Gleises nach außen um das Maß $\lambda$. Bei der dritten Gruppe der Aufgaben muß der neue Bogen durch zwei vorherbestimmte Punkte hindurchgehen, oder in diesen die Verschiebungen $+\lambda$ und $+\lambda_1$ erleiden.

Da der Kreis durch drei Punkte bestimmt ist, so ist in dieser letzten Gruppe nur noch eine Bedingung frei wählbar, und zwar entweder das Minimum der Verschiebungsarbeit, oder ein Übergangsbogen, oder der Halbmesser. Wenn am Minimum festgehalten wird, dann ist es freilich fraglich, ob Übergangsbogen in angemessenen Verhältnissen oder überhaupt eingeschaltet werden können. Die Untersuchung ist aber überaus einfach, es müssen nur m und m' berechnet werden.

Gruppe I.

1. Gegeben der Halbmesser des neuen Bogens (z. B. der noch erlaubte kleinste), die Mittelordinate des einen Übergangbogens und die Bedingung der kleinsten Verschiebungsarbeit, also **R; m; Minimum.**

Für x (Abszisse des Mittelpunktes des berichtigten Bogens) haben wir die Gleichung

$$x^2 - 2\,px + 2\,R\,(m - p') - 2\,p'm + q + q' + m^2 = 0$$

(Bezeichnungen sind im Laufe des Aufsatzes angeführt.)

Die Ordinate des Mittelpunktes ist $y = R + m$.

Die doppelte Mittelordinate des zweiten Übergangsbogens ist $m' = R\,(\cos \alpha - 1) + (t - x) \sin \alpha + m \cos \alpha$.

2. Gegeben die zwei Übergangsbogen (eigentlich durch m, m' auf zwei dimensionale Unbestimmtheit beschränkt); weiter wird die kleinste Verschiebungsarbeit gefordert.

Über die Wahl von m und m' sei bemerkt, daß in den Oberbauvorschriften gewöhnlich für Halbmessergruppen die nötige Übergangskurvenlänge angegeben ist. Da in der vorliegenden und mehreren anderen Aufgaben der Halbmesser des berichtigten Bogens noch unbekannt ist, setzt man für ihn den Halbmesser des unberichtigten Bogens in die Formel $m = \frac{l_o^2}{24 R_o'}$ und $l_o$ nach der Vorschrift (bei Hauptbahnen gewöhnlich 40, 60 oder 80 m), indem man mit Recht annimmt, daß der neue Halbmesser nicht wesentlich vom alten abweichen werde (gewöhnlich einige Meter), und daß er in bezug auf $l_o$ so in dieselbe Gruppe gehören werde wie der alte. Nach Ermittlung des neuen Halbmessers wird sich dann l, nach der Gleichung $l = \sqrt{24 \, m \, R^2}$ berechnet, nicht erheblich von $l_o$ unterscheiden. In gewissen Fällen kann übrigens $l_o$ auf runder Zahl gehalten werden. Wenn hierauf — ganz unnötigerweise — Gewicht gelegt werden sollte, so kann die regula falsi angewendet werden.

Für x erhält man die Gleichung:

$$x^2 + 2x\left[(p' - m)\frac{\sin\alpha}{1 - \cos\alpha} - p\right] + \frac{2(m - p')}{1 - \cos\alpha}(t \sin\alpha + m \cos\alpha - m') + q + q' + m^2 - 2p'm = 0$$

$$y = \frac{x \sin\alpha + m - m' - t \sin\alpha}{1 - \cos\alpha}; \quad R = \frac{-x \sin\alpha - m' + t \sin\alpha + m \cos\alpha}{1 - \cos\alpha}.$$

3. Gegeben **R; x; Minimum**

$y^2 - 2p'y + q + q' - R^2 + x^2 - 2px = 0; \quad m = y - R$

$m' = y \cos\alpha + (t - x)\sin\alpha - R.$

4. Wenn für einen bestehenden Bogen der Halbmesser des neuen Bogens angegeben wird und die beiden Übergangskurven gekennzeichnet durch m und m', so ist der neue Bogen schon geometrisch bestimmt, und man kann dem Satze vom Minimum keine Folge leisten. Es ist in diesem Falle:

$$x = \frac{R(\cos\alpha - 1) + m\cos\alpha + t\sin\alpha - m'}{\sin\alpha}; \quad y = R + m.$$

5. Gegeben: **R; m; x**

$y = R + m; \quad m' = (R + m)\cos\alpha + (t - x)\sin\alpha - R.$

6. Gegeben: **x; m; m'**

$$y = \frac{m' - m - (t - x)\sin\alpha}{\cos\alpha - 1}; \quad R = y - m.$$

### Gruppe II.

1. Der neue Bogen erleide im Punkt (a; b) die Verschiebung $+\lambda$, die eine Übergangskurve sei durch m festgelegt und die Verschiebung des Bogens geschehe mit dem kleinsten Arbeitsaufwand. **(a; b; $+\lambda$); m; Minimum.**

$$\text{Für } x: \; x^2(p' - b + \lambda) + 2x[p(b - m + \lambda) - a(p' - m)] + c = 0$$

$$\text{wo } c = (m - b + \lambda)(m^2 - 2p'm + q + q') + (p' - m)(m^2 - 2bm + a^2 + b^2 - \lambda^2)$$

$$y = \frac{x^2 - 2px + q + q' - m^2}{2(p' - m)}; \quad R = \frac{x^2 - 2px + m^2 - 2p'm + q + q'}{2(p' - m)}; \quad m' = y\cos\alpha - x\sin\alpha + t\sin\alpha - R.$$

2. Gegeben: **(a; b; $+\lambda$); R; Minimum**

$x^2(1 + \kappa^2) + 2x(\kappa\delta - p - p'\kappa) + \delta^2 - 2p'\delta + q + q' - R^2 = 0$

$$\text{wo } \kappa = \frac{p - a}{b - p'} \text{ und } \delta = \frac{a^2 + b^2 - q - q' + 2\lambda R - \lambda^2}{2(b - p')}$$

$$y = \frac{2x(p - a) + a^2 + b^2 - q - q' + 2\lambda R - \lambda^2}{2(b - p')}; \quad m = y - R$$

$m' = y\cos\alpha - x\sin\alpha + t\sin\alpha - R.$

3. Gegeben: **(a; b; $+\lambda$); x; Minimum.**

y bekommt man durch Lösung folgender Gleichung zweiten Grades:

$y^2(1 - \kappa^2) - 2y(p' + \kappa\delta) + x^2 - 2px + q + q' - \delta^2 = 0$

$$\text{wo } \kappa = \frac{p' - b}{+\lambda} \text{ und } \delta = \frac{2x(p - a) + a^2 + b^2 - q - q' - \lambda^2}{+2\lambda}$$

$$R = \frac{1}{+2\lambda}[2x(p - a) + 2y(p' - b) + a^2 + b^2 - q - q' - \lambda^2]$$

$m' = y\cos\alpha - x\sin\alpha + t\sin\alpha - R.$

An der Stelle $+\lambda = 0$ wird hier die Gleichung für y und der Ausdruck für R unbestimmt. Da aber R eine endliche Größe sein muß, muß auch sein Zähler Null sein, d. h.:

$$2x(p - a) + 2y(p' - b) + a^2 + b^2 - q - q' - \lambda^2 = 0$$

$$\text{wovon } y = \frac{q + q' + 2x(a - p) - a^2 - b^2}{2(p' - b)}.$$

R ist $\sqrt{(a - x)^2 + (y - b)^2}$; $m' = y\cos\alpha + (t - x)\sin\alpha - R.$

4. Gegeben: **(a; b; $+\lambda$); R; m.**

Der Bogen ist geometrisch bestimmt, ein Arbeitsminimum kann nicht angestrebt werden.

$x^2 - 2ax + 2R(m - b \mp \lambda) + m^2 - 2bm - \lambda^2 + a^2 + b^2 = 0$

$y = R + m; \quad m' = (R + m)\cos\alpha + (t - x)\sin\alpha - R.$

5. Gegeben: **(a; b; $+\lambda$); m; m'.**

$$x^2 + \kappa x + \delta = 0, \text{ wo } = \kappa \frac{2}{\cos\alpha - 1}[(m - b + \lambda)\sin\alpha - a(\cos\alpha - 1)]$$

und

$$\delta = \frac{2}{\cos\alpha - 1}(m' - m\cos\alpha - t\sin\alpha)(m - b + \lambda) + a^2 + b^2 + m^2 - 2bm - \lambda^2$$

$$R = \frac{(x - t)\sin\alpha + m' - m\cos\alpha}{\cos\alpha - 1}; \quad y = R + m.$$

6. Gegeben: **(a; b; $+\lambda$); m; x**

$$R = \frac{2bm - x^2 + 2ax - a^2 - b^2 + \lambda^2 - m^2}{2(m - b + \lambda)}; \quad y = R + m$$

$m' = (R + m)\cos\alpha + (t - x)\sin\alpha - R.$

### Gruppe III.

1. Der berichtigte Bogen habe den gewählten Halbmesser R und soll von den Punkten (a; b) und ($a_1$; $b_1$) die durch örtliche Verhältnisse bestimmten Entfernungen $+\lambda$ und $+\lambda_1$ aufweisen. Gegeben also **R, (a; b; $+\lambda$); ($a_1$; $b_1$; $+\lambda$).**

Die Abszisse des neuen Bogenmittelpunktes erhält man aus der Gleichung:

$$x^2(1 + \alpha^2) + 2x(\alpha\beta - b\alpha - a) + a^2 + (b - \beta)^2 - R^2 + 2\lambda R - \lambda^2 = 0$$

$$\text{wo } \alpha = \frac{a_1 - a}{b - b_1}; \quad \beta = \frac{a^2 - a_1^2 + b^2 - b_1^2 + 2R(+\lambda + \lambda_1) - \lambda^2 + \lambda_1^2}{2(b - b_1)}$$

ist. $y = \alpha x + \beta; \quad m = y - R$

$m' = y\cos\alpha + (t - x)\sin\alpha - R.$

2. Gegeben: **(a; b; $\lambda$); ($a_1$; $b_1$; $\lambda_1$); m.**

$x^2(\varrho_1 - \varrho) - 2x(a\varrho_1 - a_1\varrho) + \eta\varrho_1 - \eta_1\varrho = 0$ wo

$\varrho = m - b + \lambda \qquad \eta = a^2 + b^2 - 2bm - \lambda^2 + m^2$

$\varrho_1 = m - b_1 + \lambda_1 \qquad \eta_1 = a_1^2 + b_1^2 - 2b_1 m - \lambda_1^2 + m^2$

$$R = \frac{2ax - x^2 - \eta}{2\varrho}; \quad y = R + m$$

$m' = y\cos\alpha + (t - x)\sin\alpha - R.$

3. Gegeben: **(a; b; $\lambda$); ($a_1$; $b_1$; $\lambda_1$)** und die Bedingung des **Arbeitsminimums.**

$$x = \frac{(\delta b_1 - \delta p' + \lambda_1)[2(p' - b)\varepsilon - q - q' + a^2 + b^2 - \lambda^2] - (\delta b - \delta p' + \lambda)[2(p' - b_1)\varepsilon - q - q' + a_1^2 + b_1^2 - \lambda_1^2]}{2(\delta b - \delta p' + \lambda)(p - a_1 + \alpha p' - \alpha b_1) - 2(\delta b_1 - \delta p' + \lambda_1)(p - a + \alpha p' - \alpha b)}$$

$$\text{wo } \alpha = \frac{a_1 - a}{b - b_1}; \ \delta = \frac{+\lambda_1 + \lambda}{b - b_1}; \ \varepsilon = \frac{a^2 - a_1^2 + b^2 - b_1^2 - \lambda^2 + \lambda_1^2}{2(b - b_1)}.$$

Der schwierigste Fall bedeutet eigentlich, wie man sieht, nur die Berechnung eines Bruches nach Einsetzen der gegebenen Werte.

$$y = \alpha x + \delta R + \varepsilon$$

$$R = \frac{1}{2(\delta p' - \delta b_1 + \lambda_1)} [2x(a_1 - p - \alpha p' + \alpha b_1) + 2\varepsilon(b_1 - p') + q + q' - a_1^2 - b_1^2 + \lambda_1^2]$$

$$m' = y \cos \alpha + (t - x) \sin \alpha - R.$$

Für $\lambda = \lambda_1 = 0$ hat R die Form $\frac{Y}{0}$, da R eine endliche Größe ist, muß $Y = 0$ sein, d. h.

$$2x(a_1 \quad p^2 \quad \alpha p' + \alpha b_1) + 2\varepsilon(b_1 \quad p') + q + q' \quad a_1^2 \quad b_1^2 + \lambda_1^2 = 0.$$

Hiervon ist $x = \frac{2\varepsilon(p' - b_1) + a_1^2 + b_1^2 - q - q'}{2(a^1 - p - \alpha p' + \alpha b_1)}$

wo $\varepsilon = \frac{a^2 - a_1^2 + b^2 - b_1^2}{2(b - b_1)}$ und $\alpha = \frac{a_1 - a}{b - b_1}$ ist.

Direkte Berechnung von x liefert natürlich dasselbe Ergebnis.

R ist einfach die Distanz des errechneten Mittelpunktes von einem der gegebenen Punkte, also $\sqrt{(a - x)^2 + (y - b)^2}$.

Anschließend sei die folgende Aufgabe behandelt: es soll ein Bogen so bestimmt werden, daß er von den aufgemessenen Punkten $(a; b)$; $(a_1; b_1)$; $(a_2; b_2)$ des alten Bogens die radial gemessenen, durch örtliche Einflüsse bestimmten Entfernungen $+\lambda$; $+\lambda_1$; $+\lambda_2$ aufweist.

Es können drei Bestimmungsgleichungen von der Form

$$x^2 + y^2 + a^2 + b^2 - 2ax - 2by - R^2 + 2\lambda R - \lambda^2 = 0$$

angeschrieben werden mit den drei Unbekannten x, y, R. Die Lösung ist

$$x = \frac{d\varepsilon_1 - d_1\varepsilon}{\varepsilon_1\varkappa - \varepsilon\varkappa_1},$$

$$\text{wo } \frac{1}{2}\varkappa = (b_1 - b)(a_2 - a) - (b_2 - b)(a_1 - a)$$

$$\frac{1}{2}\varkappa_1 = (b_1 - b_2)(a - a_2) - (b - b_2)(a_1 - a_2)$$

$$\frac{1}{2}\varepsilon = (+\lambda_1 + \lambda)(b_2 - b) - (+\lambda_2 + \lambda)(b_1 - b)$$

$$\frac{1}{2}\varepsilon_1 = (+\lambda_1 + \lambda_2)(b - b_2 - (+\lambda + \lambda_2)(b_1 - b_2)$$

$$d = (b_1 - b)(a^2_2 + b^2_2 - a^2 - b^2 - \lambda^2_2 + \lambda^2) - (b_2 - b)(a_1^2 + b_1^2 - a^2 - b^2 - \lambda_1^2 + \lambda^2)$$

$$d_1 = (b_1 - b_2)(a^2 + b^2 - a^2_2 - b^2_2 - \lambda^2 + \lambda^2_2) - (b - b_2)(a^2_1 + b^2_1 - a^2_2 - b^2_2 - \lambda^2_1 + \lambda^2)$$

R ist $\frac{\varkappa d_1 - d\varkappa_1}{\varepsilon_1\varkappa - \varepsilon\varkappa_1}$ und

$$y = \frac{a_1^2 + b_1^2 - a^2 - b^2 - 2x(a_1 - a) + 2R(+\lambda_1 + \lambda) - \lambda_1^2 + \lambda^2}{2(b_1 - b)}$$

Wenn $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0$ ist, so ist nach obiger Formel $x = \frac{0}{0}$, und es besteht die Beziehung $\varkappa d_1 = d\varkappa_1$. Es liegt also ein Kreis vor, der durch die drei Punkte $(a; b)$; $(a_1; b_1)$; $(a_2; b_2)$ des alten Bogens bestimmt ist; es brauchen in diesem Falle nur die Koordinaten dieser drei Punkte gemessen, oder berechnet zu werden. Die Gleichung dieses Kreisbogens lautet

$$\begin{vmatrix} x^2 + y^2 & x & y & 1 \\ a^2 + b^2 & a & b & 1 \\ a^2_1 + b^2_1 & a_1 & b & 1 \\ a^2_1 + b^2_2 & a_2 & b_2 & 1 \end{vmatrix} = 0$$

Wenn diese Gleichung einmal nach x, dann nach y differenziert wird, so bekommt man bekanntlich zwei Gleichungen ersten Grades, deren Unbekannte (x, y) die Koordinaten des Mittelpunktes in leicht lösbarer Form darstellen.

## Mechanische Schwellenaufplattanlage für Reichsoberbau.

Von Dr. Ing. **Ludwig Schultheiß**, München.

Die hier beschriebene Schwellenaufplattanlage dient zur mechanischen Befestigung der Unterlagsplatten des Reichsoberbaues auf den Holzschwellen.

Bei den früheren Oberbauten war die Befestigung der Unterlagsplatte auf der Schwelle vereinigt mit der Befestigung der Schiene auf der Unterlagsplatte, so daß es nicht möglich, oder wenigstens nicht zweckmäßig war, die Platte getrennt von der Schiene bereits im Schwellenwerk auf die Schwelle aufzubringen. Beim Reichsoberbau ist die Unterlagsplatte durch vier Schrauben gesondert auf der Schwelle befestigt, so daß die Möglichkeit besteht, sie getrennt von den übrigen Oberbauteilen bereits im Schwellenwerk aufzuschrauben.

Gegenüber der Befestigung auf der Strecke hat diese Arbeitsweise verschiedene Vorteile aufzuweisen. Das Eindrehen der Schrauben kann mechanisch geschehen. Die Schraüben des Reichsoberbaues sind stärker als die des zuletzt angewendeten Oberbaues Form 10. Der Kerndurchmesser beträgt 16 mm gegen 15 mm vorher. Das Eindrehen erfordert infolgedessen einen größeren Kraftaufwand, was sich in den Gedingelöhnen bei Arbeiten auf der Strecke erheblich bemerkbar macht.

Um diese Löhne zu vermindern, sind bereits verschiedentlich tragbare Eindrehmaschinen mit elektrischem Antrieb zur Verwendung auf der freien Strecke gebaut worden. Sie bestehen aus einer fahrbaren Kraftanlage, die meist mit Benzin oder Benzol betrieben wird und einigen durch einen Elektromotor angetriebenen, nach Art der Handbohrmaschinen gebauten Eindrehmaschinen, welche von einem oder meist zwei Arbeitern bedient werden. Mit ihnen kann jeweils eine Schraube eingedreht werden. Diese Einrichtungen bedeuten zweifellos einen wesentlichen Fortschritt gegenüber dem Einschrauben von Hand, es haften ihnen aber doch eine Reihe von Mängeln an, deren Beseitigung nicht ohne weiteres möglich ist. Wenn auch ihre maschinentechnische Durchbildung bei dem heutigen hohen Stand der Technik keine übermäßigen Schwierigkeiten bietet, so können sie doch wegen der stets notwendigen Gewichtsbeschränkung nicht so freizügig und zuverlässig durchgebildet werden wie eine ortsfeste Anlage. Besonders unangenehm macht sich aber ihre beschränkte Ausnutzungsmöglichkeit geltend, die bedingt wird durch das Gebundensein an den Fortgang des Gleisbaues und die Beeinflussung durch Witterungsverhältnisse.

Die Ausnutzungsmöglichkeit ist bei ortsfesten Anlagen erheblich größer, da die gesamte Jahreslieferung des Schwellenwerks von einer Maschine bewältigt wird. Der Kapitalaufwand kann deshalb wesentlich größer sein als der einer beweglichen Anlage. Der Arbeitsfortgang wie auch die Arbeitsgüte kann bei der ortsfesten Anlage besser überwacht werden, auch entfällt die Beeinflussung durch die Witterungsverhältnisse.

In Würdigung der vorstehenden Gesichtspunkte wurde eine derartige ortsfeste Anlage im Schwellenwerk Kirchseeon errichtet und im Januar 1927 in Betrieb genommen. Gemäß den im neuzeitlichen Werkbetrieb geltenden Grundsätzen wurden die gesamten Arbeitsvorgänge weitgehend mechanisiert

Sowohl die Beförderung der Schwellen als auch die der aufzubringenden Platten und Schrauben erfolgt soweit irgend möglich durch mechanische Hilfsmittel. War an irgend einer Stelle die Bewegung dieser Teile von Hand nicht zu umgehen, so wurde sie so eingerichtet, daß von der Bedienungsmannschaft keine Hubarbeit, sondern nur Richtarbeit zu leisten ist. Auf diese Weise konnte der Personalaufwand weitgehend eingeschränkt werden.

Der Arbeitsvorgang vollzieht sich in folgender Weise (Abb. 1 und 2):

Die aufzubringenden Platten und Schrauben werden auf dem Gleis 7 in offenen Eisenbahnwagen herangefahren und mittelst eines Hubmagneten (Abb. 3) entweder auf einen Zwischentisch 10 oder in den Vorratsraum 9 entladen. Es sind je zwei Bunker für Platten und Schrauben vorgesehen. Jeder Bunker faßt 250 t Platten bzw. die zugehörige Anzahl Schrauben. Der Vorrat reicht für 20 Arbeitstage. Vorerst wird nur je ein Platten- und Schraubenbunker durch den Kran bestrichen. Von dem Zwischentisch werden die Platten und Schrauben von Hand auf das Zubringerband 3

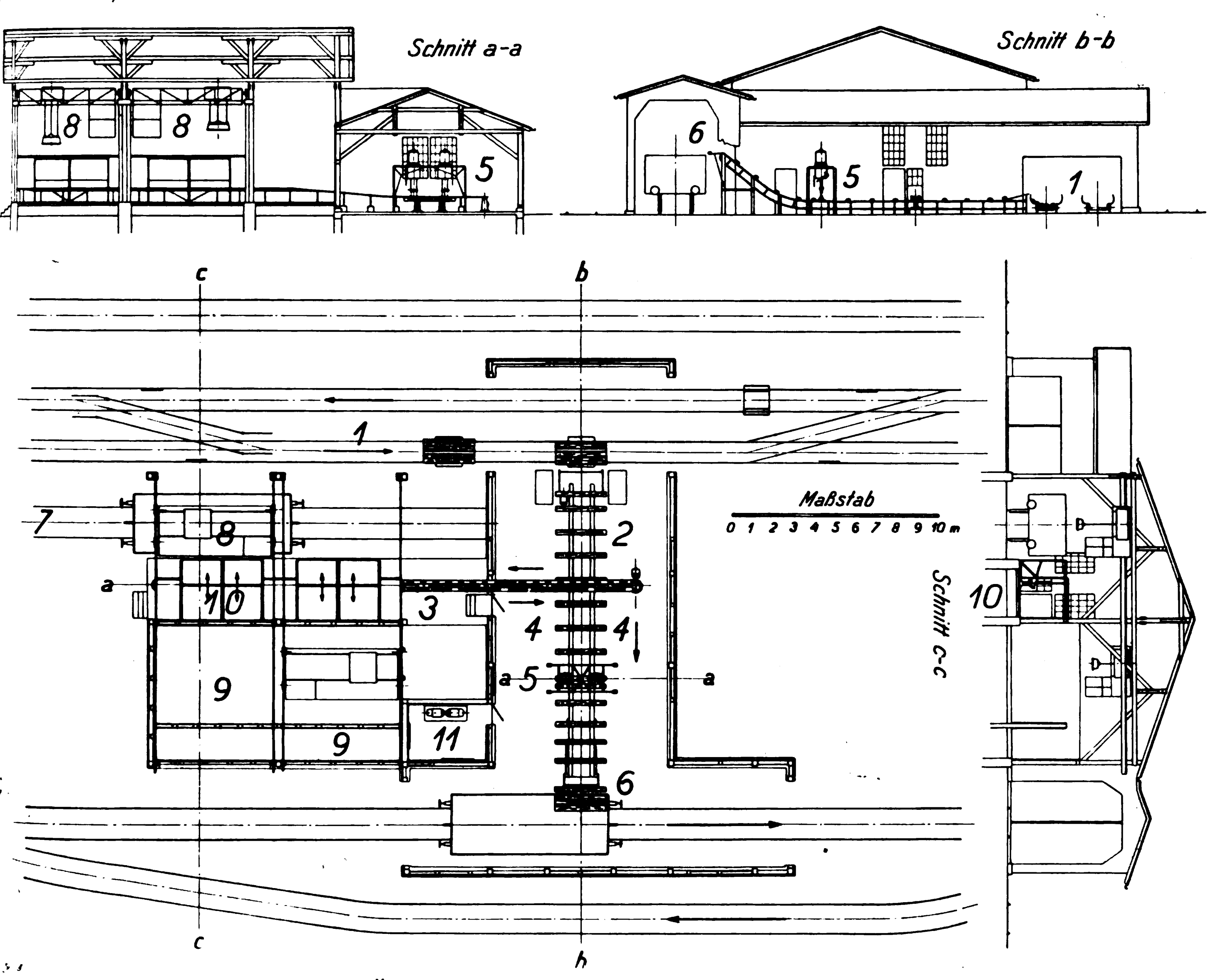



Abb. 1. Übersichtsplan der gesamten Schwellenaufplattanlage.

gelegt und von diesem selbsttätig nach dem Schwellenförderband gebracht.

Die gebohrten und gegebenenfalls gekappten Schwellen werden nach vollzogener Tränkung mit Hilfe eines Spills aus dem Tränkkessel gezogen und ohne Umladung auf dem mit 1 bezeichneten Gleis an das Schwellenförderband 2 herangebracht; zwei Arbeiter, je einen links und rechts des Förderbandes, heben die Schwellen einzeln mittelst einer spitzen Hacke aus dem Wagen und legen sie auf die Führungsbahn, von wo sie selbsttätig auf das Förderband gleiten und von den Greifern mitgenommen werden. Von dieser Arbeitsstelle aus bewegen sich die Schwellen mit einer dauernd gleichbleibenden Geschwindigkeit von 8,6 m/Min. nach der Eindrehvorrichtung. Das Auflegen der Platten und das Vorheften der Schrauben wird während dieser Bewegung der Schwellen vorgenommen.

Das Zubringerband bewegt sich über dem Schwellenförderband weg, so daß der bedienende Arbeiter beim Durchgang einer Schwelle die Platte nur ein kurzes Stück (18 cm) nach abwärts zu bewegen braucht um sie in richtiger Lage auf die Schwelle aufzulegen. Neben diesem Arbeiter, dessen Tätigkeit ausschließlich das richtige Auflegen der Platten bildet steht ein weiterer, der die vier Schrauben vorzuheften hat (Abb. 4).

Sowohl die Platten als auch die Schrauben werden dabei nicht mit der Hand, sondern mit einfach gebauten Zangen gefaßt, welche die betreffenden Arbeiter mit großem Geschick zu handhaben wissen. Auf diese Weise werden

Verletzungen der Hände durch die stets vorhandenen scharfen Gräte hintangehalten.

Von diesem Arbeitsplatz aus gelangt die Schwelle unter die Eindrehvorrichtung (Abb. 1, Ziff. 5), deren nähere Beschreibung später folgt.

Mittelst dieser Eindrehvorrichtung werden alle acht Schrauben gleichzeitig eingedreht. Die fertig aufgeplattete

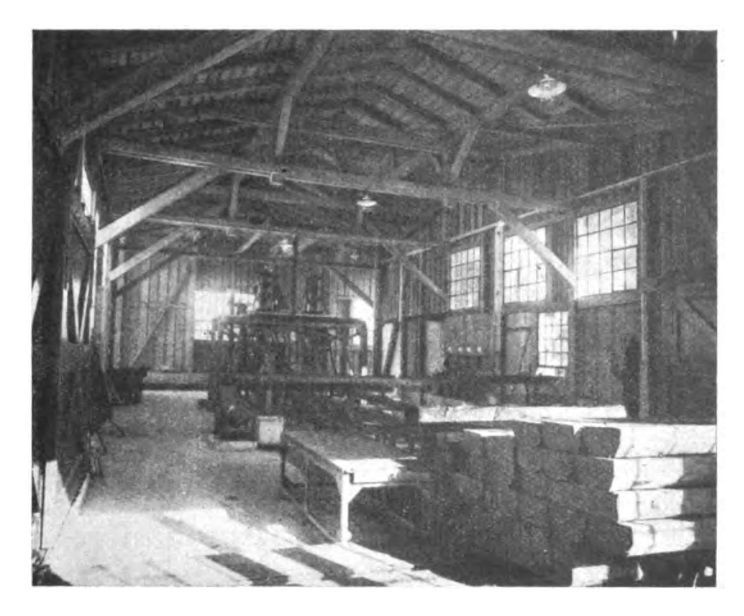


Abb. 2.
Arbeitshalle mit Schwellenförderband und Eindrehmaschine.

Schwelle wird nunmehr schräg nach oben weiter bewegt (Abb. 5) und fällt schließlich von selbst in den bereitgestellten Eisenbahnwagen, der sie ohne Umladung unmittelbar an die Baustelle auf der Strecke bringt.

An jedem Arbeitsplatz befindet sich ein Ausrückhebel zum Stillsetzen der Anlage im Falle der Gefahr und bei Unregelmäßigkeiten im Arbeitsfortgang. Der Ausrückhebel wirkt auf

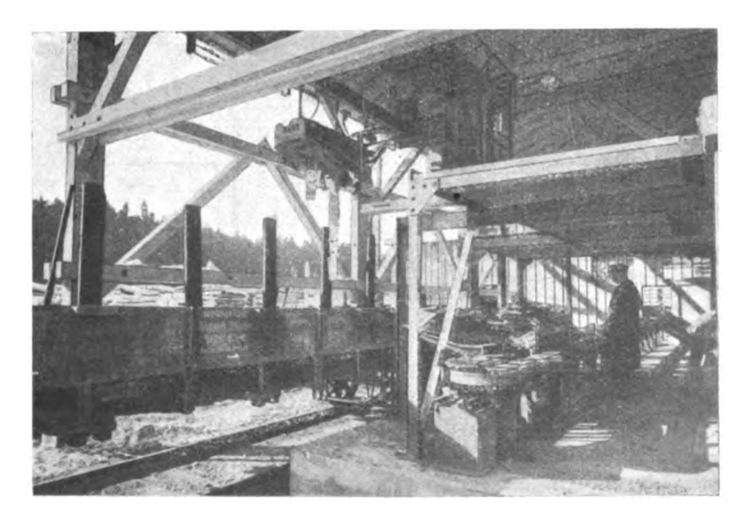


Abb. 3. Lasthebemagnet und Zwischentische.

eine Kupplung, welche zwischen den Antriebsmotor und dem Triebwerk des Bandes eingeschaltet ist, so daß dieses beim Ausrücken der Kupplung sofort zum Stillstand kommt.

Die Anlage erfordert zu ihrer Bedienung insgesamt 15 Mann, welche folgende Arbeiten zu verrichten haben:

ein Mann zum Heranbringen der gefüllten Tränkwagen mittelst des Spills, wenn die Schwellen unmittelbar aus dem Tränkkessel kommen, oder eines Benzin- oder Elektroschleppers, wenn die Schwellen von einem Stapel b[...] geschafft werden müssen,

zwei Mann zum Aufbringen der Schwellen auf das Schwelle[n]förderband (je ein Mann links und rechts vom Band),

zwei Mann zum Auflegen der Platten mit den darauf be[-]findlichen Schrauben,

zwei Mann zum Vorheften der vier Schrauben,

zwei Mann zum Eindrehen der Schrauben,

zwei Mann zum Richten der Schwellen im Eisenbahnwag[en],

ein Führer zur Bedienung des Krans und Hubmagnete[n],

je ein Mann zum Auflegen der Platten und Schrauben a[uf] das Zubringerband,

ein Mann als Bereitschaft und zur Beihilfe beim Auswechs[eln] der Tränkwagen und der Eisenbahnwagen.

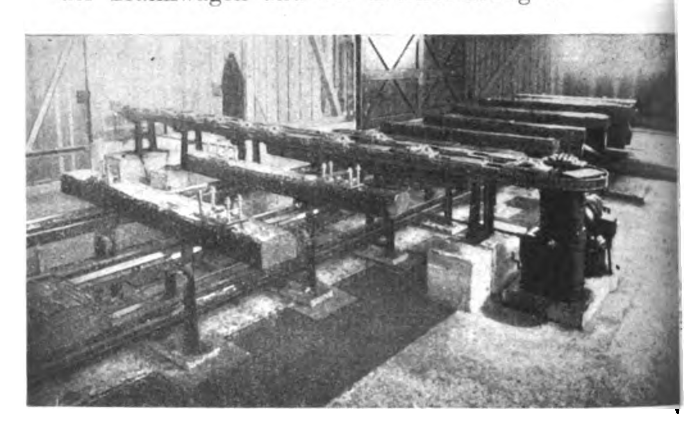


Abb. 4. Zubringerband und Arbeitsplatz für Aufbringen d[er] Platten und Vorheften der Schrauben.

Mit Hilfe der Anlage werden jetzt in einer Arbeitsschic[ht] von neun Stunden 1300 bis 1400 Schwellen aufgeplattet u[nd] verladen. Es sind aber augenblicklich Maßnahmen im Ga[nge] um diese Leistung auf 1700 bis 1800 Schwellen zu steiger[n].

Beim Entwurf der Anlage bestanden einige Bedenke[n] dahin, ob es zweckmäßig sein würde, das Auflegen der Platt[en] auf die Schwellen und das Vorheften der Schrauben währen[d]

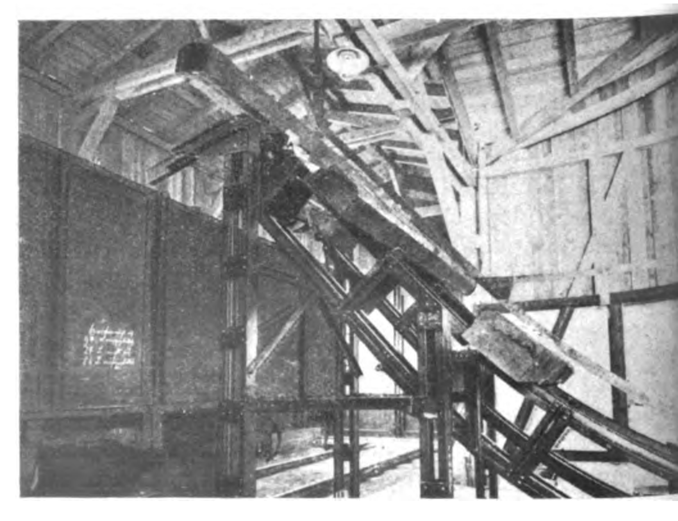


Abb. 5. Verladevorrichtung für die aufgeplatteten Schwell[en].

der Bewegung der Schwelle vorzunehmen. Schwierigkeiten [in] dieser Hinsicht sind jedoch nicht entstanden. Die vorgenannt[en] Arbeiten können bei einem Vorschub von 8,6 m/Min. genau [so] gut und in derselben Zeit ausgeführt werden wie bei Stillsta[nd] der Schwelle.

Das Auflegen der Platten erfolgt ohne Schablone. D[er] betreffende Arbeiter richtet sich nur nach der Bohrung, [die] maschinell und deshalb mit großer Genauigkeit auch hinsich[t]



lich der Lochabstände (Lochbild) ausgeführt wird. Beanstandungen hinsichtlich der Lage der Platten auf der Schwelle und der Spurweite haben sich nicht ergeben.

Zur Bedienung der gesamten Anlage werden durchweg ungelernte Arbeiter verwendet, die sich nach kurzer Zeit die wenigen Handgriffe aneignen, die sie an den einzelnen Arbeitsplätzen jeweils auszuführen haben.

Eine gewisse Schwierigkeit bei der Ausführung von Arbeiten an derartigen laufenden Einrichtungen besteht in der richtigen Aufteilung der einzelnen Arbeitsvorgänge. Um die Fertigung möglichst wirtschaftlich zu gestalten, soll jeder einzelne Arbeitsvorgang nicht nur gleiche Zeit erfordern, sondern auch den gleichen Kraftaufwand. Vollkommene Abgleichung wird wohl in den seltensten Fällen gelingen. Ein Ausgleich kann durch Wechseln der Arbeitsplätze erzielt werden. Dieses Wechseln der Arbeitsplätze ist dann besonders wirksam, wenn gleichzeitig auch andere Muskelgruppen des Arbeiters in Anspruch genommen werden. Um dies zu erreichen, wurde die Einrichtung getroffen, daß im Verlauf einer Schicht jeder Arbeiter einmal an den verschiedenen Arbeitsplätzen des Schwellenförderbandes verwendet wird.

Da die einzelnen Arbeitsvorgänge leicht zu erlernen sind und ein Wechsel in der Belegschaft kaum eintritt, bedeutet dieser Austausch der Arbeitsplätze keine merkbare Verzögerung.

Eine weitere Schwierigkeit wird in der Unterbrechung der Arbeit bei Ausfall eines Arbeiters befürchtet. Auch diese Befürchtung hat sich hier nicht erfüllt. Ein Mann steht für den größten Teil der Arbeitszeit als Bereitschaft zur Verfügung. Weitere Möglichkeiten zum Austreten bilden die ohnehin vorhandenen Pausen beim Wechseln der Schwellentränkwagen und der zu beladenden Eisenbahnwagen.

Von den verschiedenen Teilen der Anlage sind vollkommen neuartig und beachtenswert die Beladeeinrichtung des Zubringerbandes und die Eindrehmaschine, weshalb dieselben nachstehend noch genauer beschrieben werden sollen.

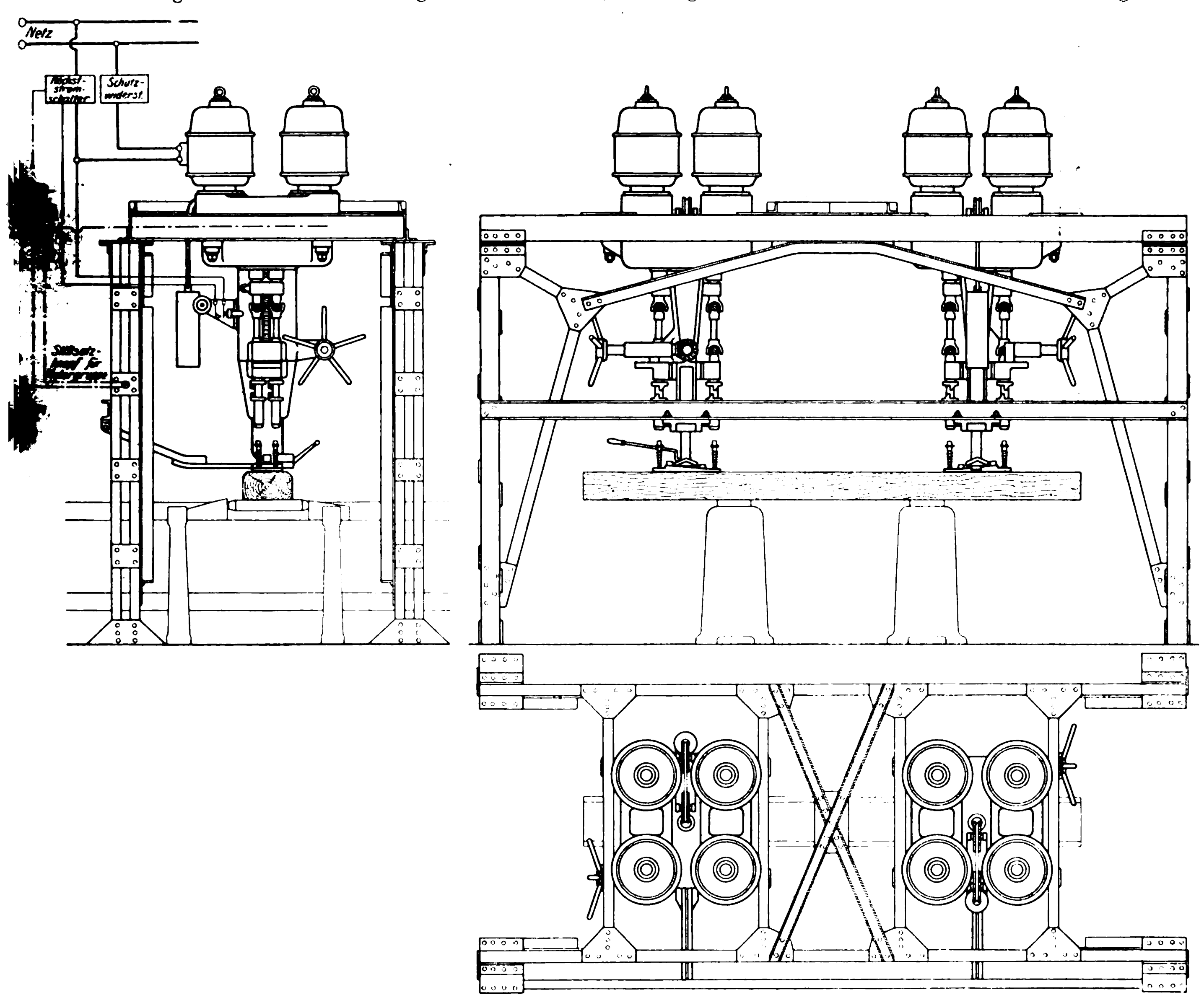



Abb. 6. Eindrehmaschine mit Einzelantrieb der Eindrehspindeln.

Bei der Beladeeinrichtung des Zubringerbandes werden die Platten durch einen von der M A N. gelieferten Laufkran mit Lasthebemagneten (Abb. 3) aus dem links sichtbaren Eisenbahnwagen entnommen. Der Magnet faßt etwa 30 Platten von je 9,54 kg Gewicht. Die Stromaufnahme beträgt etwa 4 kW, die Spannung 220 Volt.

Der Magnet wird durch den oben sichtbaren Laufkran von 5,7 m Spannweite und 2000 kg Tragkraft bewegt. Arbeitsgeschwindigkeit: Lastheben: 10 m/Min.; Katzfahren: 25 m/Min.; Kranfahren: 40 m/Min. Der Kran legt die Platten entweder auf den in der Mitte sichtbaren Zwischentisch oder bringt sie in den rechts vom Bild befindlichen Bunker. In derselben Weise werden die Schrauben befördert. Der Arbeiter zieht

mittelst zweier Hacken die Platte von dem Tisch herunter und bringt sie in richtiger Lage auf das Zubringerband. Die Bewegung der Platten mittelst des Lastmagneten erforderte besondere Maßnahmen zum Schutz der arbeitenden Personen gegen herabfallende Platten.

Um eine Verletzung des Arbeiters beim Entnehmen der Platten vom Tisch zu verhindern, sind zwei Tische nebeneinander angeordnet, von denen jeweils einer durch den Kran beladen wird, während von dem anderen die Platten weggenommen werden. Auf diese Weise wird verhindert, daß der Arbeiter während der Beladung des Tisches mit Platten die Beladung des Bandes unterbrechen muß. Außerdem ist über dem Gang ein fester Holzrost angebracht, und über jedem der beiden Tische ein beweglicher Rost, der nur bei Beladung des Tisches zurückgeschoben werden darf.

Das gesamte Spiel bei Beladung des Zwischentisches und des Bunkers beträgt im Mittel 90 bis 100 Sekunden, so daß in der Stunde 1080 bis 1200 Platten bewegt werden können.

Dem Zubringerband müssen im Mittel 360 Platten zugeführt werden, so daß im allgemeinen während des Betriebs auch noch Zeit bleibt, um die Schrauben zu befördern und den Bunker zu füllen.

Der zum Betrieb des Hubmagneten und der Kranmotoren notwendige Gleichstrom wird von einer Drehstrom-Gleichstromumformeranlage von 35 kW Leistung erzeugt (Abb. 1, Ziff. 11).

Die ebenso wie das Schwellenförderband von Robel-München gelieferte Eindrehmaschine besteht aus zwei getrennt voneinander arbeitenden Teilen, die durch je einen Drehstrommotor angetrieben werden. Jeder der beiden Teile dreht die vier Schrauben einer Schwellenseite gleichzeitig ein. Der Drehstrommotor macht 1440 Umdrehungen in der Minute und überträgt seine Leistung von 18 kW unter Vermittlung von Zahnrädergetrieben und Lamellenkupplungen auf die vier Eindrehspindeln. Jede der Eindrehspindeln besitzt unten einen beweglichen Kopf, der sich so lange unabhängig von den übrigen dreht, bis er den darunter befindlichen Schraubenkopf gefaßt hat. Der Arbeiter hat also nur die herankommende Schwelle in ungefähr richtiger Lage unter den sich dauernd drehenden Eindrehkopf zu bringen und dann einen Hebel nach unten zu drücken. Dadurch kuppelt er die Eindrehvorrichtung mit dem Kopf und die Schraube wird selbsttätig in der Zeit von drei Sekunden eingedreht. Nach erfolgtem Eindrehen wird die Vorrichtung ohne Stillsetzen des Motors wieder von den Schraubenköpfen abgehoben. Das gesamte Spiel nimmt eine Zeit von etwa zwölf Sekunden in Anspruch, so daß bei vollkommen ordnungsgemäßem Arbeiten fünf Schwellen in der Minute aufgeplattet werden können. Es hat sich aber gezeigt, daß diese Leistung herabgesetzt wird durch Unregelmäßigkeiten in der Beschaffenheit des Holzes, Vorkommen von Ästen und Verschiedenheiten in der Länge und dem Durchmesser der Schrauben, sowie dem Zustand des Schraubengewindes.

Die vorerwähnten Umstände können erhebliche Unterschiede in dem Kraftaufwand und vor allem in dem Zeitaufwand für das Eindrehen der vier Schrauben einer Platte bewirken, was zu Verzögerungen des Arbeitsvorgangs führt.

Zum Ausgleich des Zeitunterschiedes beim Eindrehen sind in jede der vier Antriebsspindeln Lamellenkupplungen eingebaut, es hat sich aber ergeben, daß diese Maßnahme bei erheblichen Unterschieden in der Eindrehkraft und der Einschraubzeit, wie sie manchmal auftreten, nicht vollkommen genügt, um das gleichmäßige Eindrehen der vier Schrauben in der Zeit von zwölf Sekunden zu erreichen. Außerdem steigt bei derartigen Unregelmäßigkeiten der Kraftaufwand für das Niederdrücken des Eindrehkopfes zu sehr an, was zu vorzeitiger Ermüdung des bedienenden Arbeiters führt.

Zur Beseitigung dieser Mißstände wurde vom Maschinenamt 2 München eine Abänderung der Eindrehmaschine derart vorgenommen, daß die vier Eindrehspindeln getrennt von je einem Motor angetrieben werden (Abb. 6). Dadurch entfallen die ungünstigen Wirkungen, welche die mechanische Kupplung des Antriebs der vier Spindeln bringt. Das Eindrehen geht genau so vor sich wie bei der anderen Vorrichtung, nur besteht der Unterschied, daß der Strom nach eingetretenem Festsitzen der Schrauben selbsttätig durch ein besonderes konstruiertes Schütz ausgeschaltet wird, der Motor also bei jedesmaligem Eindrehen zum Stillstand kommt. Beim Abheben der Eindrehköpfe wird der Strom durch den Bedienungshebel wieder eingeschaltet. Für den Antrieb der vier Spindeln wird Gleichstrom an Stelle von Drehstrom verwendet, da sich gezeigt hat, daß die Charakteristik des Drehstrommotors sich dem Eindrehvorgang nicht so gut anpaßt, wie die des Gleichstrom-Hauptstrommotors.

Die Betriebskosten der Anlage sind auf der nachfolgenden Berechnung des Zentral-Bauamts München ausgeschieden. Es kostet das Aufplatten einer Schwelle insgesamt 14,6 Pfennig. Die mit der Anlage erzielten wirtschaftlichen Ergebnisse sind günstig. Nach Berechnung des Zentral-Bauamts München

**Zusammenstellung der Kosten für das Aufplatten einer Bahnschwelle Klasse I im Schwellenwerk Kirchseeon mittelst der mechanischen Aufplattanlage.**

| Lfd. Nr. | Vortrag | Kosten im einzelnen (Rpf.) | Kosten im ganzen (Rpf.) |
|---|---|---|---|
| 1 | Verzinsung und Abschreibung des Anlagekapitals: | | |
| | Anlagekosten = 115000 RM | | |
| | hieraus 15 % = 17250 „ | | |
| | das sind bei Aufplattung von jährlich 340000 Schwellen | | |
| | 1725000 : 340000 = | — | 5.1 |
| 2 | Ersatzbeschaffung und Betriebsstoffe (ausnahmlich Stromkosten); | | |
| | Angenommen jährlich 5000 RM | | |
| | das sind 500000 : 340000 = | — | 1,5 |
| 3 | Arbeitslöhne: | | |
| | Stundenleistung der Anlage = 140 Schwellen | | |
| | Stundenlohn 65 Rpf. | | |
| | a) Abladen des Kleineisens einschließlich Verbringen auf das Zubringerband: | | |
| | 3 Arbeitsstunden | | |
| | das sind 3 × 65 = 195 : 140 = | 1,4 | |
| | b) Aufplatten der Schwellen einschließlich Verbringen derselben auf das Zubringerband: | | |
| | 9 Arbeitsstunden | | |
| | das sind 9 × 65 = 585 : 140 = | 4,2 | |
| | c) Verladen der Schwellen in Eisenbahnwagen: | | |
| | 2 Arbeitsstunden | | |
| | das sind 2 × 65 = 130 : 140 = | 0,9 | 6,5 |
| 4 | Kosten für elektrischen Strom: | | |
| | stündl. Verbrauch 12 kWh je 17 Rpf. | | |
| | das sind 204 : 140 = | — | 1,5 |
| | | | 14,6 |

betragen die Kosten für das Aufplatten einer Schwelle bei reinem Handbetrieb auf der Strecke 40 Pfennig, bei Verwendung ortsveränderlicher Eindrehmaschinen mit Benzinmotor 30 Pfennig. Abgesehen von der größeren Gleichmäßigkeit der Arbeit werden demnach sowohl gegenüber dem reinen Handbetrieb auf der Strecke, als auch gegenüber dem Betrieb mit ortsveränderlichen Kraftanlagen jährlich erhebliche Beträge an Arbeitslöhnen erspart.

## Das Zeitsignal der Deutschen Reichsbahnen.

Von Oberregierungsbaurat **Roudolf**, Berlin-Friedenau.

Die Übertragung einer einheitlichen Zeit an sämtliche Stationen des Reichseisenbahnnetzes ist für die Durchführung eines geregelten Zugverkehrs und für eine genaue Zeitangabe auf Telegrammen von großer Bedeutung. Seit der Einführung der mitteleuropäischen Zeit (M.E.Z.) als Normalzeit für den gesamten Eisenbahnbetrieb in Deutschland wird das Zeitsignal von dem Schlesischen Bahnhof in Berlin täglich an sämtliche Betriebsstellen gegeben. Nach diesem Zeitsignal haben die Stationen ihre Uhren einzustellen.

Um die Herstellung besonderer Leitungen für die Zeitübertragung zu sparen, die sehr teuer gewesen wäre, benutzt man vorhandene Telegraphenleitungen. Auf diesen, zu diesem Zweck ausgesuchten Leitungen wird das Zeitsignal mit dem Zeitsignalgeber selbsttätig gegeben. Die Zeitübertragung erfolgt durch die auf dem Schlesischen Bahnhof in Berlin befindliche Kontaktuhr C, die durch die Uhr A der Sternwarte unter Vermittlung der Uhr B der Normalzeitgesellschaft auf folgende Weise reguliert wird. Das Sekundenpendel der Uhr B wird auf elektrischem Wege gezwungen, mit dem Pendel der Uhr A gleichmäßig zu schwingen (Abb. 1). Das Pendel der Uhr A schließt alle zwei Sekunden den Kontakt a. Hierdurch wird ein Stromkreis geschlossen, der in einer am Pendel der Uhr B befestigten Drahtspule b einen Strom erzeugt. Bei der Rechtsschwingung des Pendels der Uhr B bewegt sich die Drahtspule vor dem Magnet c vorbei. Die beiden Pendel sind genau übereinstimmend einreguliert. Die noch vorhandenen geringen Schwingungsunterschiede werden durch eine besondere Einrichtung ausgeglichen. Eilt nämlich das Pendel der Uhr B dem Pendel der Uhr A nach, so wird es beim Kontaktschluß durch den Magneten angezogen, bei einer Voreilung dagegen festgehalten. Die neben den Uhren A und B in den Stromkreis eingeschalteten Galvanoskope $d^1$ und $d^2$ zeigen bei jedem Stromschluß durch Nadelausschlag den Zustand der Regulierungsleitung an.

Die Regulierung der Präzisionskontaktuhr C auf dem Schlesischen Bahnhof, die mit einem Kompensationsquecksilberpendel von Riefler ausgerüstet ist, erfolgt durch den an der Uhr B angebrachten Kontakt e. Durch diesen werden alle Uhren reguliert, die an die Regulierungsleitung parallel angeschlossen sind. Der Kontakt e schließt sich innerhalb eines Zeitabschnittes von 3¾ Minuten auf zwei Minuten. Die Unterbrechung bildet dann die eigentliche Regulierungszeit, zu der sich die in Frage kommende Uhr kurz zuvor selbsttätig eingeschaltet hat. Die erfolgte Regulierung wird auf einem Papierstreifen der Registrieruhr D aufgezeichnet. Die Uhr C wird in 24 Stunden einmal reguliert. Ist sie stehen geblieben, so bleibt durch Unterbrechung des Pendelkontaktes f die Registrierung aus.

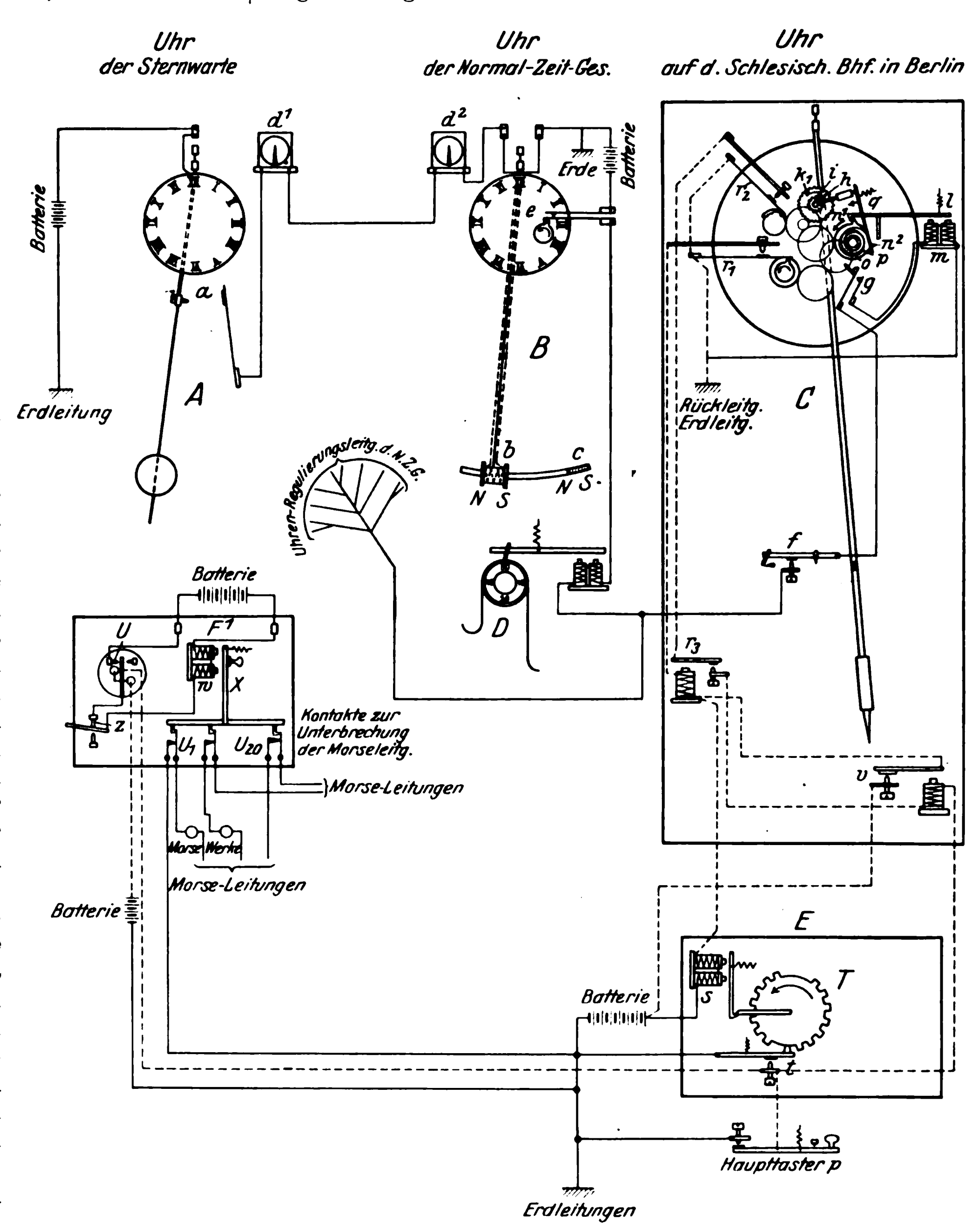



Abb. 1. Darstellung des Stromverlaufs.

Um 7 Uhr schaltet sich die Uhr C durch den Kontakt g ein und zwar auf folgende Weise: Mit der Triebachse des Steigrades ist das Herz h und das Zylinderrad i fest verbunden. Das Steigrad folgt der Triebachse nur durch den in die Zähne des Zylinderrades i eingreifenden Mitnehmer k, den eine Feder gegen das Rad i drückt. Bei einer größeren Kraftaufwendung dreht sich das Laufwerk unabhängig vom Steigrad.

Nach Schluß des Kontaktes e der Uhr B wird der Anker e der Uhr C durch den Elektromagneten m angezogen und die Arretierung $n^1$ ausgelöst. Die durch das Laufwerk gespannte, kräftige Spiralfeder o reißt in der Pfeilrichtung den Exzenter p herum; dieser wird aber durch die Arretierung $n^2$ festgehalten. Nach Unterbrechung des Kontaktes e der Uhr B kehrt der Anker l der Uhr C in seine Ruhelage zurück, die Arretierung bei $n^2$ wird aufgehoben, der Exzenter p schnellt herum und bewegt den Hebel q in der Pfeilrichtung. Die Kuppelung des Hebels q drückt kräftig gegen das Herz h, gleitet bis zum tiefsten Punkt und stellt dadurch die Uhr C auf die genaue Sekunde ein.

Die Uhr C muß so reguliert sein, daß sie am Tage höchstens 29 Sekunden vor- oder nachgeht. Ein Zeitunterschied von 30 und mehr Sekunden würde sich durch die Regulierung erhöhen.

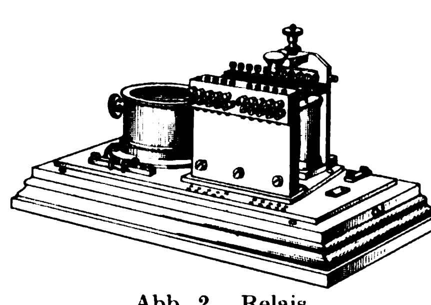


Abb. 2. Relais.

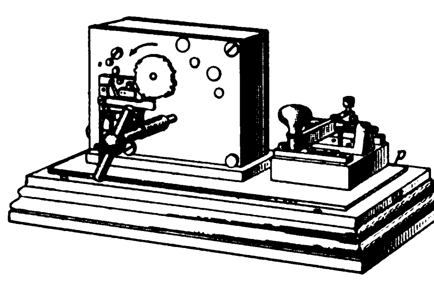


Abb. 3. Laufwerk.

Die Übertragung des Zeitsignals M.E.Z. durch die Kontaktuhr C auf die Morseleitungen wird durch das Laufwerk E (Abb. 3) und die Relais $F^1$, $F^2$, $F^3$, $F^4$ bewirkt (Abb. 2). Der einfacheren Darstellung wegen ist in dem Stromlaufschema (Abb. 1) nur das Relais $F^1$ gezeichnet. Die Morseleitungen sind über die Unterbrechungskontakte U (1 bis 20) der Relais $F^1$, $F^2$, $F^3$, $F^4$ geführt (Abb. 1).

Um 7 Uhr 58 Min. wird durch das 24 Stundenrad am Kontakt $r^1$ der Uhr C ein Stromkreis geschlossen, der das Relais $r^3$ der Uhr C betätigt, den Vorbereitungskontakt $r^2$ schließt und gleichzeitig das Laufwerk E (Abb. 3) des Rufzeichengebers auslöst. Sein Typenrad, eine mit den Morsezeichen M.E.Z. am Umfange versehene Scheibe T, dreht sich dann in der Richtung des Pfeiles und schickt durch den Kontakt t und die Relais $F^1$, $F^2$, $F^3$, $F^4$ den telegraphischen Anruf M.E.Z. (Mitteleuropäische Zeit) entsprechende Stromimpulse in die Morseleitungen. Sämtliche Telegraphenapparate der angeschlossenen Leitungen schreiben infolgedessen das sich wiederholende Rufzeichen M.E.Z bis 50 Sekunden vor 8 Uhr, wobei der Kontakt $r^2$, der Relaiskontakt v der Uhr C und der Kontakt u des Relais F, geschlossen wird. Der Ortsstromkreis des Relais $F^1$ wirkt auf den Elektromagnet w, zieht den Anker x an und unterbricht den Strom der angeschlossenen Morseleitungen an den Kontakten U 1 bis U 20. Hierdurch entsteht auf den Morsestreifen der betreffenden Telegraphenapparate ein langer Strich. Durch den Kontaktschluß v wird der Elektromagnet S kurz geschlossen, der zugehörige Anker geht in seine Ruhelage zurück und das Laufwerk E bleibt stehen.

Genau um 8 Uhr vormittags wird der Kontakt $r^2$ der Uhr C unterbrochen, der Ortsstromkreis des Relais $F^1$ wird geöffnet, der Anker x kehrt in seine Ruhelage zurück, die Kontakte U (1 bis 20) des Relais $F^1$ werden wieder geschlossen und die Schreibhebelanker der Morsewerke fallen ab. Dieser Ankerabfall und die dadurch bedingte Beendigung des langen Striches ist die eigentliche Zeitangabe „8 Uhr". Durch Öffnung des Kontaktes $r^2$ wurde gleichzeitig der Relaiskontakt v der Uhr C unterbrochen, der Elektromagnet s wieder eingeschaltet und das Laufwerk E hierdurch ausgelöst.

Da der Kontakt $r^1$ einige Sekunden nach 8 Uhr auch wieder unterbrochen wird, so läuft das Typenrad nur noch einmal herum und schickt den Ruf M.E.Z. zweimal in die Morseleitungen.

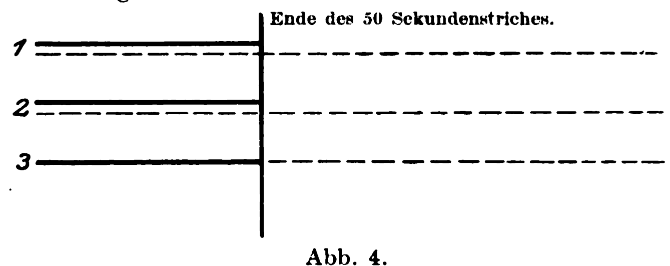



Abb. 4.

Der Ausschluß des Laufwerkes E beim 50 Sekundenstrich ist erforderlich, da bei dem ungenauen Gang eines Laufwerkes die letzten Anrufe M.E.Z. sich ungleichmäßig an den langen Strich anschließen würden, wie dies in den Beispielen 1 und 2 (Abb. 4) angegeben ist. Der Schluß des Striches wäre hierdurch ungenau und der Ankerabfall der Schreibhebel undeutlich. Durch die am Ende des 50 Sekundenstriches erfolgte Auslösung des Laufwerkes E schließen sich die beiden letzten Rufe M.E.Z. an den Strich, wie in Beispiel 3 angegeben, an.

Der Umschalter z des Relais $F^1$ hat den Zweck, wenn nötig den Ortsstromkreis zu unterbrechen.

Bei einem Versagen der selbsttätigen Übertragungseinrichtung kann das Zeitsignal durch den Haupttaster p oder direkt durch die Taster der Relais F (1 bis 4) mit der Hand gegeben werden.

Sämtliche Apparate, die Präzisionskontaktuhr C, das Laufwerk E mit dem Haupttaster p und die Relais F (1 bis 4) sind in einem Schrank mit Glasschutzkästen untergebracht. In dem unteren Teile des Schrankes sind die Klemmen für die 4 . 30 = 120 anzuschließenden Morseleitungen enthalten. Die vier Magnetschalter übertragen die Zeit auf je 30 Leitungen, also auf 4 . 30 = 120 Leitungen. Im Kriege wurde die genaue Zeit bis Warschau und Brüssel von Berlin aus übertragen.

# Aus amtlichen Erlassen der Vereinsverwaltungen.

## Ausbau der Reichsbahnstrecken, die dem internationalen Fern-D-Zugverkehr dienen.

Die beabsichtigte Beschleunigung des internationalen Schnellzugverkehrs auf den Reichsbahnstrecken hat die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft im Januar 1928 veranlaßt, für den Ausbau der in Frage kommenden Schnellzuglinien besondere Anordnungen zu treffen. Auf diesen Strecken sollen künftig Schienen der Form S 49 mit 30 m normaler Baulänge auf Holzschwellen verlegt werden. Die für die Gleisumbauten des Jahres 1928 schon gelieferten Schienen von 15 m Baulänge sollen durch Schweißung nach dem aluminothermischen Verfahren auf die künftig vorgesehene Baulänge von 30 m gebracht werden. Für die Durchführung der Schweißungen werden bei den beteiligten Reichsbahndirektionen eigene Schweißmannschaften aufgestellt.

In der Verfügung ist auch angegeben, wo aus technischen Gründen Holzschwellen verwendet werden sollen. Diese sollen eingebaut werden auf den Strecken, die dem FD-Zugverkehr dienen, dann überall dort, wo eiserne Schwellen



durch Feuchtigkeit, Abgase, Salze usw. besonders angegriffen würden, z. B. in Tunneln, feuchten Einschnitten, in Gegenden mit chemischer Industrie, in der Nähe von Kaliwerken usw. In Krümmungen unter 500 m Halbmesser und in Neigungen unter 1:200 können Hartholzschwellen verwendet werden. Diese sollen auf den FD-Zugstrecken vorzugsweise eingebaut werden und zwar auch über die genannte Grenze hinaus, wenn es aus örtlichen Gründen für notwendig gehalten wird.

Die Bettungsstärke auf den FD-Zugstrecken soll künftig in der Mitte des Planums zwischen den beiden Gleisen von Schwellenoberkante gemessen 0,40 m betragen. Bei einer beiderseitigen Neigung des Planums von 1:25 und einer Höhe der Holzschwellen von 0,16 m ergibt sich in der Mitte der einzelnen Gleise eine Bettungsstärke von 0,47 — 0,16 = = 0,31 m unter der Unterkante der Holzschwelle. Der Abstand der oberen Bettungskante von der Mitte der Gleise soll künftig 1,60 m betragen. Vor dem Kopfe der 2,60 m langen Holzschwellen sind daher 0,30 m Steinschlag vorhanden. Der Böschungswinkel soll allgemein nach dem Verhältnis 1:1,25 gegenüber bisher 1:1,5 bemessen werden.

### Die Neuregelung der Spurerweiterung beim Reichsbahnoberbau.

Nach einer Verfügung der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft vom Januar 1928 ist beim Reichsoberbau die Spur künftig nur noch in Krümmungen von weniger als 300 m Halbmesser zu erweitern. Bei Halbmessern bis einschließlich 251 m werden 5 mm, bei Halbmessern bis einschließlich 160 m werden 10 mm und bei Halbmessern unter 160 m 15 mm Spurerweiterung gegeben. Die beim Reichsoberbau K in Gleisen mit Spurerweiterung bisher verwendeten Spurregler und besonderen Rippen- und Klemmplatten fallen fort. Es werden künftig auch in Krümmungen mit Spurerweiterung die bisher nur in den Geraden und Krümmungen ohne Spurerweiterung verwendeten normalen Rippen- und Klemmplatten des K-Oberbaues verwendet. Die nur noch in drei Abstufungen vorkommenden Spurerweiterungen werden beim Reichsoberbau K auf Holzschwellen durch entsprechendes Bohren, beim Oberbau K auf Eisenschwellen durch Aufschweißen der Rippenplatten in den entsprechenden Abständen hergestellt. D.

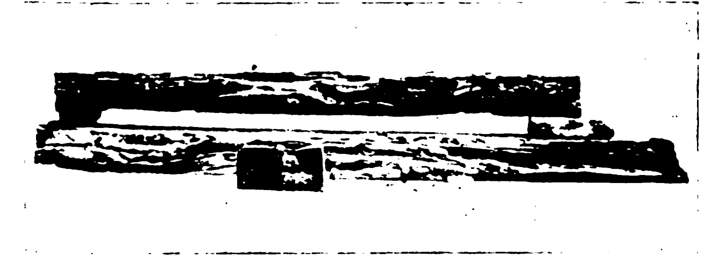
# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Schutz von Schwellen und Telegraphenstangen gegen Termiten.

In den letzten Jahren haben sich auf der Mittelasiatischen (Transkaspischen) Eisenbahn des russischen Eisenbahnnetzes Fälle von ziemlich großer Beschädigung von kiefernen und eichenen Schwellen und Telegraphenstangen durch Termiten (Hodotermes Turkestanicus) vorgefunden. — In den Jahren 1926 und 1927 hat sich das Maß der Termitenüberfälle besonders auf Schwellen dermaßen vergrößert, daß man genötigt wurde, sich nach wirksameren Mitteln umzusehen als bisher. Bis jetzt sind nur folgende Verfahren angewendet worden:

a) Anstrich der Schwellen mit Kalkmilch.
b) Eintauchen der Schwellen in Kerosin.
c) Tränkung der Schwellen mit Chlorzink.



Von Termiten zerstörte Eisenbahnschwelle.

Bei Schwellen bohren sich die Termiten entweder durch die beiden Schwellenenden oder durch die Löcher ausgezogener Nägel, wobei die Schwellen von außen ganz unversehrt aussehen, während das Innere schon ganz ausgefressen ist und die Nägel nur durch die verhältnismäßig dünne Außenschale gehalten werden.

Telegraphenstangen werden von den Termiten alljährlich ringsum mit einer klebrigen Erdkruste bedeckt, die gegen Ende des Sommers gewöhnlich bis zur Spitze der Pfähle reicht und im Winter abfällt. Unter dieser Kruste fressen die Termiten eine dünne, etwa 0,5 mm starke Schicht vom Stangenholz ab. — Die Angriffe der Termiten wiederholen sich alljährlich, bis die zu stark angefressenen Stangen ausgewechselt werden müssen.

Da die Termitenkönigin (Termes gilvus), die Mutter der ganzen Termitenkolonie, in ihrem Neste bis zu 30000 Eiern täglich legt, ist leicht zu begreifen, wie groß die Gefahr für Schwellen und Telegraphenstangen sein kann.

Die beistehende Abbildung zeigt eine Eichenschwelle der oben erwähnten Bahn, die im April 1925 ins Gleis gelegt und im Dezember 1926 (also nach 1 Jahr und 7 Monaten) wieder ausgebaut wurde. Sie ist von den Termiten bereits stark angefressen.

Nach sorgfältigen Erwägungen ist man im Höheren Technischen Rate des Wegebaukommissariats zu folgenden Maßregeln gegen die Termiten gekommen:

1. Allgemein.

Alle Ameisennester in dem überfallenen Bezirk mittels Einpumpen von Dämpfen aus Schwefelsäure mit Arsenik zu vergiften, und somit die Vertilgung sämtlicher Ameisen zu erzielen.

2. Für Schwellen.

a) Tränkung der Schwellen mit Kreosot, Kreosot S, oder Naphthaöl mit 25% Kreosot.

b) Anstrich der so getränkten Schwellen an den Hirnflächen mit Asphaltlack oder heißem Teeröl, unmittelbar vor dem Einbau.

c) Auswaschen der alten Nagellöcher mit Kerosin und Auspfropfen mit kreosotgetränkten Holzpflöcken.

3. Für Telegraphenstangen.

Tränkung mit Kreosot oder Eintauchen in eine 1%-Lösung aus 20 Teilen Quecksilbersublimat und 80 Teilen Fluornatrium (Eintauchverfahren von Dr. Jng. Bub, Bodmak).

Lubimoff, Moskau.

### Anwendung von Salz zur Unkrautvertilgung und zum Kampf gegen Frosthügel.

Im Süden und besonders im Südosten Rußlands gibt es in großer Menge Bodenarten, die auf Grund ihrer chemischen Eigenschaften nur schwach oder gar nicht der Pflanzenentwicklung ausgesetzt sind. Es entsteht die Frage, ob es nicht möglich sein könnte, im Kampf gegen Unkraut im Gleise solche Salzböden künstlich zu schaffen. Die Bodenanalysen zeigen, daß die Anwesenheit von 0,05 Hundertteilen irgend eines Salzes, z. B. Kochsalz, genügt, um Pflanzen nicht aufkommen zu lassen. Nach einer Berechnung würden dafür auf den km noch nicht 50 ℳ für Salz nötig sein, die Arbeit nicht gerechnet. Tatsächlich sind weit größere Salzzuführungen nötig, weil das in die Bettung eingeführte Salz sich bei den ersten Regengüssen lösen und in Form einer Lösung in die unteren Bettungsschichten abfließen wird.

In letzter Zeit fanden sich im Schrifttum auch Angaben über erfolgreiche Versuche in Amerika, Salz zum Kampfe gegen Frosthügel anzuwenden. Der Gedanke ist hierbei der, daß Salz, das im Boden gelöst ist, die Gefriertemperatur des Bodens er-

niedrigt, wonach dann die Frosthügelbildung erst bei bedeutend niedrigeren Temperaturen auftritt als gewöhnlich. Es wäre sehr wünschenswert und recht wohl möglich, den Kampf gegen das Unkraut mit dem gegen die Frosthügel zu verbinden. Die für diesen Zweck nach amerikanischen Nachrichten zum Kampf gegen die Frosthügel erforderliche große Salzmenge müßte im Frühjahr in die Bettungsschichte eingebracht werden, möglichst nicht später als das Wachstum der Pflanzen erwacht. In der Bettungsschicht löst sich das Salz durch das Regenwasser, durchtränkt die ganze Bettungsschicht und geht in den Lehmgrund über, in dem es recht dauerhaft haften bleibt. Man kann dabei damit rechnen, daß in der Bettung eine gewisse Menge Salzlösung bleibt, völlig genügend, um sie gegen Unkraut mit Salz zu tränken. Wo sich die Neigung zur Frosthügelbildung in großem Umfange findet, haben ernsthafte Versuche große Bedeutung. Man wird nie darauf rechnen können, daß die grob-kapillare Bettungsschicht Salzteile lange festhalten könnte. Diese gehen vielmehr zweifellos in Lösungsform in den dichteren Lehmuntergrund über, aber aller Wahrscheinlichkeit nach hält sich eine genügende Salzmenge auf 1 bis 2 Jahre in der Bettung und läßt Unkraut nicht aufkommen. Im übrigen muß man jährlich oder jedes zweite Jahr eine unbedeutende Salzmenge hinzufügen, die zur Vernichtung des Unkrautes beiträgt; sinkt sie dann weiter in den Untergrund hinab, so fördert sie den Schutz gegen Frostbeulen. Über die wirtschaftlichen Aussichten jetzt schon Angaben zu machen, wäre verfrüht. Die einzelnen Einflüsse sind zu verschiedenartig, z. B. die Beschaffenheit der Bettung, das Gefüge des Untergrundes, die meteorologischen Bedingungen, die Art des Salzes u. a. m. Dr. S.

### Ein plötzlicher Erdrutsch.

Sonntag, den 29. Januar 1928, ereignete sich bei Choindez im Berner Jura kurz vor Durchfahrt des Schnellzuges 207 Lausanne-Basel um 11.20 Uhr ein mächtiger Erdrutsch, der die Bahnlinie vollständig überschüttete und auf mehrere Tage eine Unterbrechung des Zugverkehrs zwischen Delsberg und Choindez zur Folge hatte.

Die mit der Ausführung der Erweiterungsarbeiten in der Station Choindez betraute Unternehmerfirma verwendete für die Erdarbeiten einen Dampfbagger. Sie hatte einen Arbeiter beauftragt, am Sonntag den Bagger nachzusehen. Dieser Arbeiter bemerkte während seiner Arbeit um 10 Uhr, daß der Dampfbagger verschoben und zugleich gehoben wurde. Er rief den Vorarbeiter herbei, der die gleiche Feststellung machte und sofort erkannte, daß sich der Boden bewegte und ein Erdrutsch drohte. Der Vorarbeiter eilte auf den rund 400 m entfernten Bahnhof, um Lärm zu schlagen. In diesem Augenblicke meldete das Läutewerk, daß der Zug 207 in der Station Roches durchgefahren sei. Der Stationsvorstand von Choindez konnte noch gerade das Einfahrtsignal schließen. Der Lokomotivführer dieses Zuges sagte nachher aus, daß der Zug das Vorsignal bereits hinter sich gelassen hatte und unmittelbar vor dem Hauptsignal angelangt war, als dieses auf Halt gestellt wurde. Daraus geht hervor, daß der Zug um Haaresbreite einem furchtbaren Unglück entgangen ist, denn in der Tat kam der Erdrutsch im gleichen Augenblick aus einer Höhe von 67 m über dem Geleise herunter und überschüttete die Linie auf eine Länge von rund 100 m und eine Breite von 117 m vom Gleis bergaufwärts aus.

Gleichzeitig mit der Hauptlinie wurde auch ein Industriegleis eines benachbarten Werkes verschüttet. Die Stützmauer dieses Gleises wirkte wie ein Stauwehr, weshalb die oberhalb gelegenen Gleise und der Dampfbagger der Baufirma um etwa 3 m in die Höhe gehoben wurden; unter dem ständig wachsenden Druck der in Bewegung geratenen Masse gab die Stützmauer schließlich nach und wurde auf einer Länge von 50 m zertrümmert; der Schutt füllte hierauf einen Einschnitt und prallte dann gegen einen Schuppen, der die Erdmassen und die Steinblöcke endgültig aufhielt und zum Stillstand brachte.

Man vermutet, daß die Rutschung mit einer 6—7 m tief befindlichen Mergelschicht zusammenhängt, wo sich infolge von Wassersickerungen eine Gleitfläche gebildet hatte, auf der die darüberliegende Schuttdecke abrutschte. Die in Bewegung geratene Masse umfaßt rund 50000 m³, wovon ungefähr 2000 bis 3000 m³ auf den Geleisen lagen.

Der sofort benachrichtigte Bahningenieur bot im Benehmen mit der Baufirma sämtliche verfügbare Arbeitskräfte auf, so daß die Räumungsarbeiten in kürzester Zeit begonnen werden konnten. Am Abend des gleichen Tages waren 150 Arbeiter mit der Freilegung des Geleises beschäftigt.

Der Ortsverkehr wurde mit 15 Kraftwagen der eidg. Postverwaltung aufrechterhalten, die zwischen Delsberg und Choindez verkehrten. Den durchgehenden Schnellzugverkehr sowie den durchgehenden Güterverkehr leitete man während der Unterbrechung über Basel und Olten um.

Der durchgehende Betrieb konnte Donnerstag, den 2. Februar, mit dem ersten Frühzug wieder aufgenommen werden.

(Schweizer B. B. Nachr. 1928, Nr. 2.)

## Bahnhöfe nebst Ausstattung.

### Netzerweiterung der New Yorker Untergrundbahn.

Die Stadt New York baut seit 1925 ihr Untergrundbahnnetz unter Aufwendung außerordentlicher Geldmittel aus. Die Bausumme übersteigt 400 Millionen Dollar. Für Fahrzeuge werden außerdem mehr als 200 Millionen Dollar ausgegeben. Abgesehen von der hohen Bausumme und der Riesenausdehnung des neuen Unternehmens bietet das Bauwerk für den Bau- und Betriebsingenieur sehr beachtenswerte Einzelheiten. Während des Baues waren eine Unmenge von Hindernissen zu überwinden. Unterirdische Bauwerke waren zu umgehen; Kreuzungen mit anderen Untergrundbahnen und Tunnels für Kanalisation, Wasserleitung, elektrische Stark- und Schwachstromkabel usw. waren herzustellen ohne deren Betrieb zu hindern. Es mußten Behelfs-Bauwerke errichtet werden zur Aufrechterhaltung des gewaltigen Straßenverkehrs von New York.

Der größte Teil des neuen Netzes besteht aus viergleisigen, der Rest aus zweigleisigen Linien. Die Gesamtanlage wird im allgemeinen so erstellt, daß die beiden inneren Gleise dem Durchgangsverkehr und die äußeren dem Nahverkehr dienen. Von diesem Grundsatz wird nur abgewichen, wenn es die Bequemlichkeit der Reisenden erfordert. Reicht die Straßenbreite für die Anordnung der Gleise nicht aus, so werden die beiden Doppelbahnen stockwerkförmig übereinander angelegt (Abb. 1).

Die Gleisanordnungen, die sich in der sechsten und achten Längsstrecke ergeben haben, sind sehr beachtenswert. Die achte Längsstrecke hat eine Länge von 4 km. Da dort keine Durchgangszüge anhalten, wurden die Gleise für den Nahverkehr auf der Westseite des Bahnhofes übereinander angeordnet. Dadurch waren auf beiden Seiten Überwerfungen erforderlich. Weiter nördlich verläuft die Doppelbahn für den Nahverkehr unter der Doppelbahn für den Fernverkehr (Abb. 2).

Die regelmäßige Nutzlänge der Bahnsteigkanten beträgt 600 Fuß (183 m). Durch die Anordnung von mindestens zwei Ein- und Ausgangssperren auf jedem Bahnhof suchte man die Sicherung eines flüssigen Verkehrs zwischen Straße und Bahnhof zu erreichen. Auch wird dadurch der Personenverkehr auf dem Bahnsteig selbst bedeutend vermindert.

Als Bettungsstoff für die Gleise wird auf der freien Strecke ausschließlich Schotter verwendet, während die Schienen in den Stationen auf Betonfundamenten verlegt werden. Als Tragwerke für die Tunnelwände kommt fast durchweg rechteckiger eiserner Rahmenbau in Anwendung. Davon wird nur dort abgewichen, wo tragfähiger, gesunder Fels vorgefunden wird. In diesem Falle werden die Tunnelwände aus Beton hergestellt. Die Lichtraumhöhe beträgt 4,01 m, ihre Breite für ein Gleis 4,11 m (Abb. 3).

Die Rahmen sind beiderseits auf eisernen Betonfundamenten gelagert. Ragen die Tunnels unter den Grundwasserspiegel hinab, so werden die Tunnelwände als geschlossene Eisenbetontragbauwerke ausgebildet mit gedichteten Wänden.

Als Belastung einschließlich Erschütterungsanteil auf die Decke der Tragwerke wurde bei einer Überdeckung von mindestens 2,75 m eine gleichmäßig verteilte Last von 7300 kg/m² der statischen Berechnung zugrunde gelegt. Diese Belastungsgrundlage ergab sich aus folgender Überlegung: Als Höchstbelastung der Straße wurde ein Fahrzeug angenommen mit 90 t Gesamtgewicht, das sich gleichmäßig auf zwei Achsen verteilt mit 3,65 m Abstand



und einer Spurweite von 1,83 m. Es kann angenommen werden, daß das Pflaster den Druck eines Rades auf eine quadratische Fläche von 60 cm Seitenlänge gleichmäßig verteilt. Die so erhaltene Beanspruchung des Untergrundes pflanzt sich unter einem Winkel von 30° mit der Lotrechten fort. Als Belastung für die rollende Last der Untergrundbahn waren 3 t für den laufenden Meter Gleis angenommen.

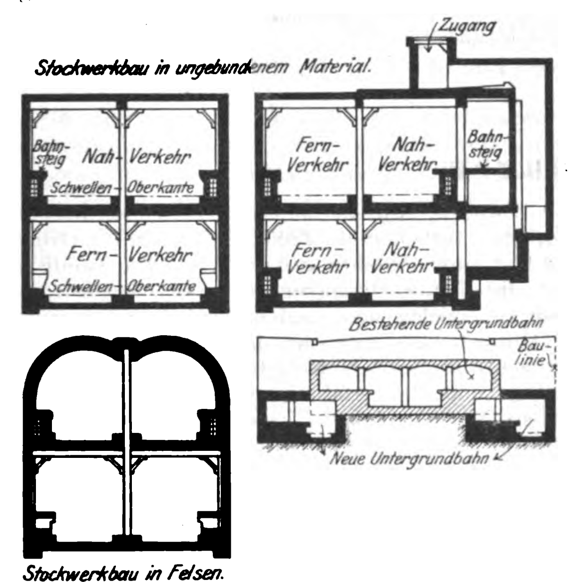


Abb. 1. Regelquerschnitte.

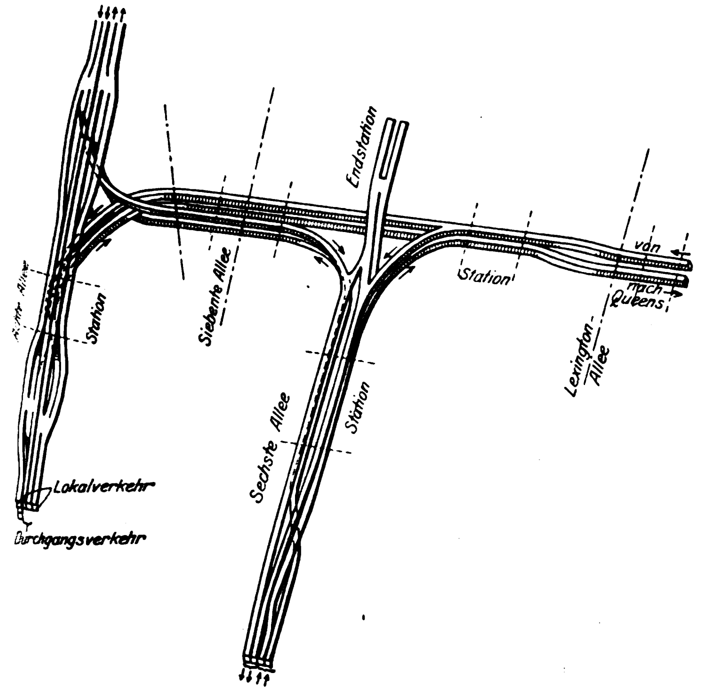


Abb. 2. Gleisanordnung im Bereich der 8. und 6. Längsstraße.

In der Nähe der Stationen und in der Mitte zwischen zwei Stationen werden zur Lüftung große Ventilatoren angelegt. Diese sind so bemessen, daß innerhalb eines Zeitraumes von 15 Minuten die Luft zwischen zwei Ventilatoranlagen vollkommen erneuert wird.

Beim Entwurf der Untergrundbahn wurde eine möglichst gerade Linienführung angestrebt. Im allgemeinen sollen Gleisbogen mit einem Halbmesser von 700 m angelegt werden. In schwierigen Ausnahmefällen dürfen diese auf 108 m herabgemindert werden. Als Höchststeigung wurden 30‰ vorgesehen.

Der Baufortschritt soll so beschleunigt werden, daß die jährlichen Gesamtausgaben etwa 125 Millionen Dollar betragen, so daß bis Ende 1931 die Untergrundbahn dem Betrieb übergeben werden kann. Die Arbeiten wurden in kurzen Baulosen von etwa 1 km Länge an Unternehmer vergeben.

Eines dieser Lose in der achten Längsstrecke von 915 m Länge hat einen Erdaushub von 150000 m³ zu bewältigen. 90% davon besteht aus Sand und Kies, 10% aus Felsen. Der größte Teil des Erdaushubs liegt unter dem Grundwasserspiegel. In dem Baulos sind rund 23000 m³ Beton einzubringen und Eisentragwerke im Gewicht von 3000 t zu errichten. Die Gesamtkosten des Voranschlages für die Ausführung der Arbeiten belaufen sich auf 4900000 Dollar. Die der Verdingung zugrunde gelegte Bauzeit beträgt 42 Monate. Die achte Längsstrecke hat im Losabschnitt

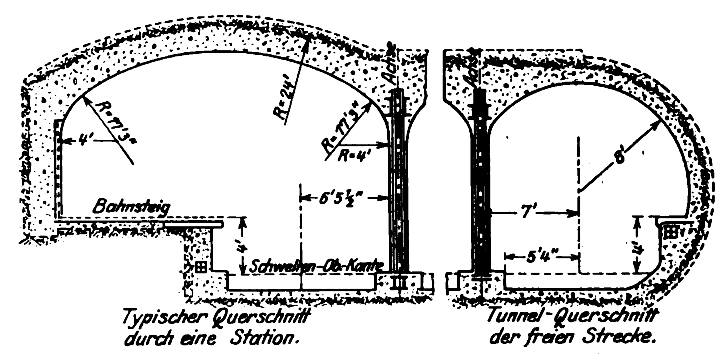


Abb. 3. Querschnitt in Felsen.

eine durchschnittliche Breite von 30,50 m, die Gebäude eine Höhe von fünf Stockwerken mit Läden im Erdgeschoß. Die Breite der Untergrundbahn beträgt im Mittel 18,30 m mit vier nebeneinander liegenden Gleisen. Im Baulos befindet sich eine Station für den Nahverkehr. Es mußten etwa 100 Pfeiler der Hochbahn neu gegründet und unterfangen werden. Während der Ausführung der Arbeiten ist der ganze Straßenverkehr aufrecht zu erhalten und der Zugang zu den Gebäuden am Rande der Straße ständig freizuhalten. Die beiden Gleise für die Straßenbahn müssen dauernd in fahrbarem Zustande erhalten werden. Aushubmaterial und Bauwerksteile dürfen daher nur ganz vorübergehend auf der Straße gelagert werden. Zur Sicherstellung dieser Bedingungen sind dauernd schwere Hilfsgerüste vor Inangriffnahme und während der Arbeiten einzubauen. Nach Fertigstellung des Tunnelprofils werden die Hilfsgerüste wieder ausgebaut. Die Hilfsgerüste zur behelfsmäßigen Aufnahme der Fahrbahn werden fast ausschließlich in Holz hergestellt, nur vier Doppel-T-Träger in der Längsrichtung und besonders stark beanspruchte Säulen stellt man in Eisen her. Abb. 4 zeigt den typischen Querschnitt der Hilfsgerüste.

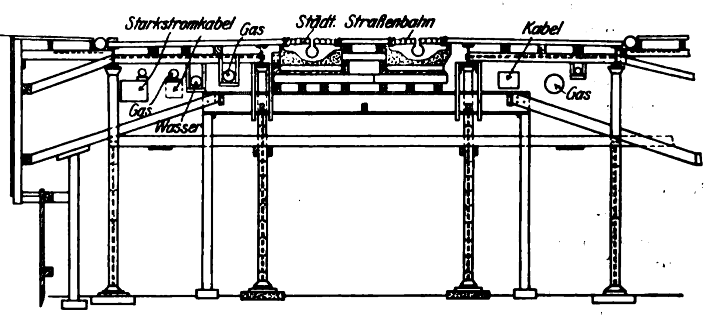


Abb. 4. Hilfsgerüste.

Vor dem Einbringen der Hilfsgerüste wird zunächst ein Schlitz senkrecht zur Achse der Untergrundbahn zwischen der äußeren Abstufung und der äußeren Fläche des Betonfundamentes für die elektrische Straßenbahn hergestellt. Dieser Schlitz hat im allgemeinen eine Tiefe von 3,65 m. Nur an der Stelle der Stütze, die zur Abstützung der Fahrbahn dient, wird der Schlitz bis zum Säulenfuß vertieft. Nach Aufstellen der Säulen werden die Querträger und die Längsträger zwischen den zwei benachbarten Bindern eingezogen und die Fahrbahn aufgelegt. Nach Beendigung dieser Arbeiten für die Hilfsfahrbahn wird der Erdaushub ausgeführt. Zur Gewährleistung einer wirtschaftlichen Durchführung des Erdaushubs verwendet der Unternehmer kleine, für diese Zwecke eigens gebaute Raupenlöffelbagger mit elektrischem Antrieb. Die Abbeförderung des Erdaushubes wird mit Automobilen durchgeführt, die ein Ladevermögen von 4 m³ besitzen. Diese Autos können Steigungen von 15% noch leicht

nehmen. Die Strecke von 915 m Länge wurde an vier Stellen mit vier Baggern gleichzeitig in Angriff genommen. Etwa 35 Automobile waren für die Abbeförderung des Aushubes dauernd in Betrieb. Auf der Rückfahrt brachten sie den größten Teil der Bauteile an die Baustelle.

An der Kreuzung der 111. und 121. Querstraße mit der achten Längsstraße schneidet die Hochbahn die Untergrundbahn. An dieser Stelle liegt erstere etwa in Höhe der fünften Stockwerke der Häuser. Das Tragwerk der Hochbahn besteht aus Gitterträgern, die auf Phönix-Säulen ruhen. Diese wiederum stehen auf Pfeilern aus Backsteinmauerwerk von 4,57 bis 9,15 m Höhe. Mehrere dieser Pfeiler kommen mitten auf die Tragwerke der Untergrundbahn zu stehen, deren Bahnkrone an dieser Stelle in einer Tiefe von 7,60 m unter der Straßendecke liegt. Während des Baues der Untergrundbahn mußte die Hochbahn vorübergehend unterfangen werden. Nach Fertigstellung einer bedeutend verstärkten Tunnelkonstruktion wurden die Pfeiler der Hochbahn auf das Dach der Untergrundbahn in ihrer ursprünglichen Lage wieder neu aufgesetzt. Scherer.

(Nach Bull. d. Ch. d. F., Juli 1927.)

# Buchbesprechungen.

**Heft XI, Mitteilungen über Versuche, ausgeführt vom Österreichischen Eisenbeton-Ausschuß.** Preis geheftet 5.— *R.M.* Verlag Franz Deuticke, Leipzig und Wien, 1927.

1. Versuche mit Säulen aus umschnürtem Beton und aus umschnürtem Gußeisen. Von Dr. Fritz Emperger, Dr. techn. e. h. Mit 40 Abbildungen und 6 Tabellen im Text.

2. Setzprobe und Flüssigkeitsgrad von Beton, Vergleich verschiedener Probekörperformen. Von Dr. Franz Rinagl, a. o. Professor an der Technischen Hochschule in Wien. Mit 11 Abbildungen und 2 Zahlentafeln im Text.

Zunächst wird auf Grund der Ergebnisse von 25 Versuchen an Säulen aus umschnürtem Beton der Nachweis erbracht, daß die festigkeitserhöhende Wirkung der Umschnürung nicht von der Druckfestigkeit des Betons, sondern von der Menge und Beschaffenheit des Umschnürungsdrahtes abhängt.

An einer zweiten Reihe von umschnürten Säulen, die eine 8 bis 10%ige Längsbewehrung aus Gußeisen enthalten, wird versuchstechnisch nachgewiesen, daß im umschnürten Querschnitt auch größere Längseisenmengen als 3% des Betonquerschnittes einwandfrei mitwirken. An Vergleichsbeispielen wird gezeigt, wie bedeutend die Tragkraft schlanker Stützen mittels umschnürten Gußeisens gesteigert werden kann.

Die unter Leitung von Prof. Dr. Rinagl veranstalteten Versuche ergaben, daß die aus amerikanischen Veröffentlichungen bekannte Setzprobe besonders bei weichem und flüssigem Beton geringe Unterschiede des Wasserzusatzes sehr deutlich anzeigt, außer bei Quetschsanden. An den durch Druckversuche mit verschiedenen Probekörperformen — Würfel, Zylinder, Balken — ermittelten Festigkeiten läßt sich eine gewisse Gesetzmäßigkeit erkennen. Bemerkenswert ist der Vorschlag des Verfassers, zur Bestimmung der tatsächlichen Bauwerksfestigkeit (die gleiche Erhärtungsbedingungen des Bauteiles und Probekörpers voraussetzt) Würfel oder besser Balken in Form von Angüssen an den Bauteil herzustellen, gemeinsam erhärten zu lassen und erst unmittelbar vor der Prüfung abzutrennen. Schönberg.

**Regeln für Leistungsversuche an Kreiselpumpen.** Aufgestellt von dem hierfür vom Verein deutscher Ingenieure und vom Kreiselpumpen-Verband gebildeten Ausschuß in den Jahren 1926 und 1927. Din A 4, 32 Seiten mit 26 Abbildungen. Preis broschiert *R.M* 3.50, für VDI-Mitglieder *R.M* 3,15. (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7).

Dieses Heft erscheint in der Folge der Regeln für Leistungsversuche an Kraft- und Arbeitsmaschinen, die vom Verein deutscher Ingenieure in Zusammenarbeit mit den beteiligten Kreisen der Hersteller, Verbraucher und Wissenschaftler aufgestellt werden; es füllt eine fühlbare Lücke auf einem Gebiet aus, das gerade in letzter Zeit eine sprunghafte Vorwärtsentwicklung genommen hat. Der bewährte Aufbau der bisher erschienenen Regeln ist im wesentlichen beibehalten. Zunächst werden die Grundbegriffe abgeleitet und durch Abbildungen erläutert. Der zweite Abschnitt behandelt die Versuchsbedingungen, unter denen einwandfreie Ergebnisse zu erzielen sind, und enthält Angaben über die zulässigen Abweichungen von den garantierten Werten. Daran schließen sich allgemeine Vorschriften über die Anwendung von Instrumenten und Meßverfahren mit besonderen Hinweisen auf die erzielbare Meßgenauigkeit. Eine knappe Anweisung zur Aufstellung des Versuchsberichtes vervollständigt den Hauptteil.

**Lustiger Dienst** oder der gemütliche Anschauungsunterricht. Ein Lehr-, Lern- und Unterhaltungsbuch für deutsche Eisenbahner und für andere Leute. Von Dr. jur. Gustav Eccardt, Reichsbahnoberrat, Mitglied der Reichsbahndirektion Nürnberg, Oberregierungsrat a. D., Berlin 1928. Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn, Berlin W 8. Din B 6 (125:176 mm). 179 Seiten. Geheftet 3.40 *R.M*; Reichsbahnbedienstete erhalten Vorzugspreise.

Das Buch ist neuartig, neuartig aber im günstigen Sinne: es will durch Unterhaltung belehren. Die Unterhaltung geschieht in der Hauptsache durch praktische Vorführung von Fällen und Beispielen aus dem Eisenbahn- und Rechtsleben, die in Form von heiteren und ernsten Plaudereien dem Leser dargeboten werden. Und in diesen zwölf meist lustigen Erzählungen sind die Vorschriften und bemerkenswerten Angaben so geschickt eingeflochten, daß man sie gern liest und leicht merkt. Die Darstellung ist auf diese Weise unterhaltend und belehrend zugleich; sie macht uns in angenehmster Weise mit dem vertraut, was man im Dienst und außer Dienst auf der Eisenbahn und im Leben wissen soll und muß. Sie ist in erster Linie für die Eisenbahner geschrieben, daneben werden aber insbesondere auch die Angehörigen der Eisenbahner sowie die Nichteisenbahner den „Ludi", den „Lustigen Dienst" mit Vergnügen und Vorteil lesen.

**Dr. Ing. Rudolf Saliger „Praktische Statik",** II. Aufl. 1927. Verlag von Franz Deuticke, Leipzig und Wien.

Eine „Einführung in die Standberechnung der Tragwerke mit besonderer Rücksicht auf den Hoch- und Eisenbetonbau" nennt der Verfasser das nunmehr in zweiter Auflage vorliegende Werk. Alle vorkommenden Ableitungen werden in klarer, anschaulicher Form gegeben und durch gute Skizzen erläutert.

Bemerkenswert ist das Streben des Verfassers, fremdsprachliche Ausdrücke seines Fachgebietes durch möglichst kurze, reindeutsche Bezeichnungen zu ersetzen. Auch in diesem Sinne dürfte das vorliegende Werk, dessen zweite Auflage gegenüber der ersten manche wertvolle Ergänzung aufweist, zu empfehlen sein. Karig.

## Druckfehler-Berichtigung.

Bei dem in Heft 5 d. Js. veröffentlichten Aufsatz von Direktor Kaempf „Neuerungen in französischen Güterbahnhöfen mit besonderer Berücksichtigung der Mechanisierung" ist auf Seite 85 in der 22. Zeile der linken Spalte der Abstand der einzelnen Abschnitte der beweglichen Bremsbacke von einander unrichtig angegeben. Es muß statt 50 cm . . . **50 mm** heißen.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.



# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 1. Mai 1928 | Heft 9


## Die neuzeitlichen Triebwagen Nordamerikas.

Von Ing. **Otto Judtmann.**

Die ständig anwachsende Zahl der Triebwagen auf den nordamerikanischen Strecken zeigt das Bestreben der Bahnverwaltungen, für Personenbeförderung den Dampfbetrieb durch Triebwagenverkehr zu ersetzen, der durch billigeren, bequemeren und zweckmäßigeren Betrieb eine teilweise Rückgewinnung der durch die Konkurrenz der Überlandomnibusse abgewanderten Fahrgäste ermöglicht. Auf die über zwanzigjährige Entwicklung der amerikanischen Triebwagen soll hier nicht näher eingegangen werden, doch ist zu erwähnen, daß die heute unter den führenden Triebwagenerzeugern stehende Firma J. G. Brill Company, Philadelphia, schon bald nach der Jahrhundertwende die „Strang"-Wagen herausbrachte, die als Motortriebwagen mit elektrischer Kraftübertragung eine große Speicherbatterie zur Deckung des erhöhten Strombedarfes auf den Steigungen mit sich führten.

Während zuerst nur Linien mit schwachem Verkehr für die Umstellung des Personenverkehrs herangezogen wurden, zeigte sich gerade in den letzten Jahren, in denen der Triebwagenverkehr auch in Europa erhöhte Bedeutung gewann, eine sprunghafte Entwicklung bis zu Einheiten großer Leistung die nunmehr imstande sind, auch schweren Betrieb in günstiger Weise zu übernehmen.

Folgende einer maßgebenden Zusammenstellung entnommenen Zahlen zeigen den Auftragsstand der nordamerikanischen Fabriken an Triebwagen. Die Zunahme in der Zahl geht daraus hervor, daß

| in den Jahren | 1922 | 1923 | 1924 | 1925 | 1926 |
|---|---|---|---|---|---|
| Stückzahl . . . . | 50 | 93 | 112 | 171 | 170 |

von den Bauanstalten geliefert wurden.

Die Zunahme in der Leistung zeigt die folgende Übersicht der für die Vereinigten Staaten und Kanada gebauten Wagen:

| Gewicht | 1925 | 1926 |
|---|---|---|
| bis 11,4 t | 6 | 7 |
| über 11,4 t bis 22,7 t | 19 | 7 |
| „ 22,7 t „ 34,0 t | 74 | 2 |
| „ 34,0 t „ 45,4 t | 27 | 79 |
| „ 45,4 t | 9 | 43 |
| PS-Leistung | 1925 | 1926 |
| bis 100 PS | 13 | 14 |
| über 100 bis 150 PS | 13 | 7 |
| „ 150 „ 200 PS | 69 | 7 |
| „ 200 „ 250 PS | 36 | 65 |
| „ 250 PS | 4 | 45 |

Dabei sind in die letzte Zahl der Triebwagen über 250 PS bereits neun Wagen mit je 500 PS-Leistung eingeschlossen, die einen fast den ganzen Triebwagen in Anspruch nehmenden Gepäckraum enthalten und dazu bestimmt sind, drei schwere Anhängewagen mit einer gesamten Aufnahmefähigkeit von 240 bis 250 Personen mit hohen Geschwindigkeiten zu befördern.

Der amerikanische Motorwagen geht daher immer mehr von seinem ursprünglichen Verwendungszweck als alleinfahrendes Fahrzeug für leichten Betrieb ab und übernimmt in steigendem Maße den gesamten Passagierdienst der Dampfzüge mit schweren Personenwagen auf den Nebenstrecken.

Wegen der für Triebwagen derzeit noch wenig geeigneten Bauart der Dieselmotoren, deren hohe Gewichte, begründet in den niedrigen Drehzahlen, den Einbau noch sehr erschweren, gelangen bis jetzt fast ausnahmslos Benzinmotoren als Antriebsmaschinen zur Verwendung, da bei den im Vergleich zu europäischen Verhältnissen niedrigen Brennstoffpreisen der Unterschied zwischen den Benzin- und Rohölkosten gegenüber den Mehrkosten bei der Anschaffung nur langsam zu tilgen ist. Trotzdem wird auch die Verwendung der Dieselmaschine rege studiert, eine Versuchsausführung der Kanadischen Nationalbahnen wird später eingehend beschrieben. Für Verschiebe- und Güterzuglokomotiven hat übrigens die American Locomotive Comp. gemeinsam mit der Ingersoll Rand und der General Electric Comp. bereits zwei Typen von Diesellokomotiven herausgebracht, eine mit 60 t Gewicht und 300 PS-Leistung und eine zweite mit 100 t und 600 PS, wobei zwei Maschinensätze von je 300 PS nebeneinander in der Längsrichtung des Maschinenraumes aufgestellt sind.

Da der Verbrennungsmotor eine für den Bahnbetrieb ungeeignete Charakteristik hat, dadurch daß seine Leistung der Umdrehungszahl fast proportional ist, während die Zugförderung erhöhte Leistung bei sinkender Geschwindigkeit z. B. auf Steigungen erfordert, ist die Zwischenschaltung einer Kraftübertragung notwendig. Bei den amerikanischen Triebwagen kamen bisher nur zwei Systeme zur Verwendung, die mechanische Kraftübertragung mittels Zahnradgetriebes ähnlich der Konstruktion für Kraftwagen und die elektrische mittels Zwischenschaltung von Dynamo und Elektromotoren.

Das Getriebe der mechanischen Übertragung besitzt dabei 4 bis 6 Geschwindigkeitsstufen, die vom Führer entsprechend den Änderungen der Zugkraft aus- und eingekuppelt werden. Für den alleinfahrenden Triebwagen mit geringem Gewicht war diese Übertragung sicher durchzubilden, bei den schwereren Ausführungen der letzten Jahre stellte sich aber die elektrische Kraftübertragung trotz ihrer erhöhten Kosten wegen ihrer Anpassungsfähigkeit als bedeutend wirtschaftlicher heraus. Auf Strecken mit wechselnden Steigungen läßt sich die elektrische Übertragung stets so einstellen, daß die aus der Formel $\frac{Z \cdot V}{\eta \cdot 270} = N$ sich ergebende Geschwindigkeit V bei gegebener Leistung N und auftretender Zugkraft Z eingehalten werden kann, unabhängig von der Geschicklichkeit des Führers, während die festen Zugkraftstufen der mechanischen Übertragung nur selten volle Ausnützung des Verbrennungsmotors gestatten. Ein weiterer Vorteil der elektrischen Übertragung, der besonders bei den schweren Zügen mit Anhängewagen zur Auswirkung kommt, ist das ruhige Anfahren ohne Überlastung der Antriebmaschine, weil die hohen Stromstärken bei geringer Geschwindigkeit, also niedriger Spannung und dadurch geringer Leistung, abgegeben werden, wobei die bei jeder Kupplung unvermeidlichen Stöße von der Kraftmaschine ferngehalten werden.

Diese Darlegungen werden durch das Verhältnis der Anzahl der mit beiden Übertragungen ausgerüsteten Triebwagen bestätigt. Im Jahre 1925 wurden von insgesamt 171 Stück

113 Triebwagen mit mechanischer und 58 mit elektrischer Kraftübertragung ausgerüstet, während im Jahre 1926 zusammen 170 Stück, darunter nur 25 mechanische und 145 benzinelektrische Motorwagen geliefert wurden. Das Verhältnis hat sich also von 1,96:1 im Jahr 1925 in 1:5,8 im Jahr 1926 geändert, wobei die Zahl der mechanischen Triebwagen um 78% gesunken, die der benzinelektrischen jedoch um 250% gestiegen ist*). Das ist um so bemerkenswerter, als es sich meist um Nachbestellungen von Bahnverwaltungen handelt, die in den Vorjahren Gelegenheit hatten, beide Arten unter gleichen Betriebsverhältnissen zu erproben und ihre Wirtschaftlichkeit genau zu überprüfen.

Nachstehend werden nun auf Grund der von den einzelnen Firmen zur Verfügung gestellten Daten, denen noch an dieser Stelle dafür gedankt wird, und von Literaturberichten die verschiedenen Triebwagen eingehend beschrieben.




Abb. 1. 190 PS-Triebwagen der J. G. Brill Comp.

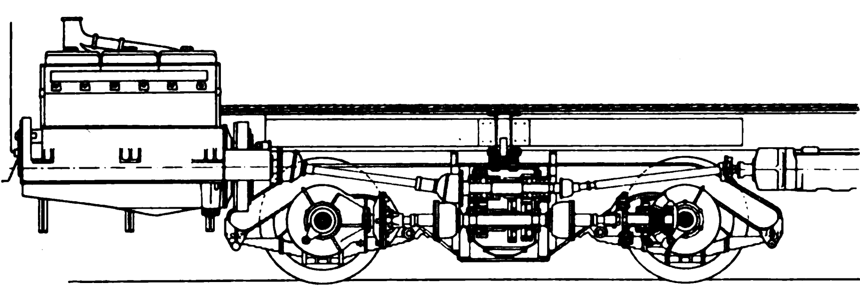


Abb. 2. Anordnung des Motors und des Antriebes beim 190 PS-Wagen von Brill mit mechanischer Kraftübertragung.

Dabei wurden die Hauptmaße der Wagen und die Angaben über die maschinellen Einrichtungen in einer Übersichtstafel zusammengestellt und bei jedem Triebwagen nur besondere Merkmale der Bauart erläutert.

**A. Benzintriebwagen mit mechanischer Kraftübertragung.**

1. 190 PS-Triebwagen der J. G. Brill Comp., Philadelphia. (Abb. 1.)

Der vorne im Wagen eingebaute Benzinmotor treibt über eine Reibungskupplung mittels einer Kardanwelle das Fünfganggetriebe an, das in dem als Gehäuse ausgebildeten Querträger des Triebgestelles aus Stahlguß untergebracht ist (Abb. 2).

In dem Getriebegehäuse liegen zwei parallele Wellen, auf denen die Zahnräder gelagert sind, die sich ständig in Eingriff befinden und durch Klauen mit der zu beiden Triebachsen laufenden Welle gekuppelt werden. Für die erste und zweite Geschwindigkeitsstufe ist dabei eine dreifache Übersetzung vorgesehen, während bei den übrigen drei Stufen nur eine einfache Übertragung von der Triebwelle auf die zu den Triebachsen gehende Welle stattfindet. Zwischen diese und den auf den Triebachsen angeordneten Kegelrädern sind wieder je zwei Kardangelenke eingebaut, so daß allseitige Beweglichkeit gesichert ist.

Zahnräder und Achsen, die in Kugellagern liegen, sind aus ölgehärtetem Nickelstahl hergestellt, die Verzahnung ist schraubenförmig. Von der Hauptwelle aus wird gegen die Wagenmitte zu noch ein Westinghouse-Luftverdichter angetrieben, der die Druckluft für die Bremszylinder liefert. Statt eines Wendegetriebes sind auf jeder der zwei Triebachsen zwei Kegelräder vorhanden, die sich mit dem Ritzel ständig in Eingriff befinden und abwechselnd mit den Triebachsen starr gekuppelt werden können, wodurch für jede Fahrtrichtung fünf Geschwindigkeiten verfügbar sind.

Bei einer Motordrehzahl von 1000 in der Minute entspricht der erste Gang einer Geschwindigkeit von 8,7 km/Std., der fünfte einer solchen von 72 km/Std., bei 1300 Umdrehungen in der Minute 11,2 bzw. 94 km/Std. Das Wagengewicht beträgt 24 t.

Ein Triebwagen dieser Type hat in zehnmonatlichem Betriebe 51000 km zurückgelegt. Die Betriebskosten betrugen dabei 17 Cents (0,73 RM) für den Kilometer, der durchschnittliche Benzinverbrauch 0,70 l je Kilometer, wobei Steigungen bis 27,5‰ vorkamen.

2. 200 PS-Triebwagen der Edwards Railway Motor Car Comp., Sanford N. C.

Diese Triebwagentype ist dadurch besonders bemerkenswert, daß durch Anordnung je eines Benzinmotors, versenkt in den Drehgestellen, der gesamte Wagengrundriß (Abb. 3) für die Beförderung zur Verfügung steht.

Die Antriebsmaschinensätze ruhen auf Rahmen, die in den Drehgestellen auf vier Tragfedern gelagert sind, wodurch sowohl die Schienenstöße von den Motoren als auch die Motorschwingungen vom Wagenkasten ferngehalten werden.

Über den Motoren liegt je eine Fußbodenklappe für Nachschau und kleine Instandhaltungsarbeiten, eine im Gepäckraum und eine im Passagierabteil. Vom einseitigen Führerstande aus werden beide Antriebsmotoren mechanisch gesteuert, dabei kann der Führer sowohl die Gaszufuhr beider Motoren gemeinsam als auch jeden einzeln regeln.

Die Höchstgeschwindigkeit beträgt 72 km/Std., eine Geschwindigkeit von 48 km/Std. kann aus dem Stillstande innerhalb 45 Sekunden erreicht werden. Jeder Motor treibt unmittelbar einen Westinghouse-Luftpresser von 0,30 $m^3$ Leistung an, außer der Druckluftbremse ist noch eine Handbremse vorhanden. Das Gewicht des voll ausgerüsteten Triebwagens ist 32 t, davon 70% auf den zwei angetriebenen Achsen als Reibungsgewicht.

3. 275 PS-Triebwagen der Sykes Comp., St. Louis.

Für obigen Triebwagen des Sykes Comp. lieferte die St. Louis Car Comp. den Wagen. Die gesamte Länge über die Puffer beträgt 19,00 m.

*) Nach den letzten Veröffentlichungen wurden im Jahre 1927 von 28 Bahnverwaltungen insgesamt 156 Triebwagen beschafft, davon waren nur mehr sechs Stück mit mechanischer Kraftübertragung ausgerüstet. Das Verhältnis der mechanischen zur elektrischen Kraftübertragung hat sich daher von 1:5,8 im Jahre 1926 in 1:25 im Jahre 1927 geändert, was eine vollkommene Abkehr von der Getriebeanordnung darstellt. Der Anteil der mechanischen Kraftübertragung ist im Zeitraum 1925 bis 1927 von 66% auf 3,8% gesunken.

Der Benzinmotor der Sterling Engine Comp. ist in der Längsrichtung vorne im Wagen eingebaut, wobei das Motorgeräusch und die strahlende Wärme durch eine Verschalung von dem Fahrgastraum abgehalten wird. Von dem Motor wird die Antriebsleistung mittels einer langen Welle zu dem Getriebekasten geleitet, dazwischen ist eine Mehrscheibentrockenplattenkupplung eingeschaltet, ein Erzeugnis der Sykes Comp. speziell für Triebwagen. Neben dem Wendegetriebe liegt der Getriebekasten mit 6 Geschwindigkeitsstufen, die erste Stufe beträgt dabei nur 6,4 km/Std. bei voller Drehzahl des Benzinmotors und gestattet die Entwicklung einer Zugkraft von ca. 8000 kg für das Anfahren mit großer Zugslast. Die höchste Geschwindigkeitsstufe gestattet die Erreichung von 96 km/Std. Das ganze Getriebe ist in S. K. F.-Rollenlager gelagert, für die Kühlung des Schmieröles sind Kühlrippen vorgesehen. Von dem Getriebekasten arbeiten hohle Stahlwellen von 140 mm Durchmesser unter Zwischenschaltung von Kardangelenken auf die Triebachsen, auf denen die auf Timken-Rollenlagern gelagerten Kegelgetriebe sitzen.

gebaut, der im Winter während des Stillstandes in den Bahnhöfen und während der Nacht geheizt wird. Das vom Ofen erwärmte Wasser erfüllt die Kühlräume des Motors und hält ihn dadurch betriebswarm, was ein sicheres Anspringen ermöglicht, außerdem das lästige tägliche Ablassen des Kühlwassers überflüssig macht.

Das Leergewicht des Wagens, der für eine tägliche Leistung von 320 km bestimmt ist, beträgt 33 t, bei den Probefahrten ergab sich ein Brennstoffverbrauch von ungefähr 1 kg Benzin je Wagenkilometer. Der Motorölraum enthält 22 l Öl, das für etwa 2500 km ausreicht.

**B. Benzin-Triebwagen mit elektrischer Kraftübertragung.**

1. 250 PS-Triebwagen der J. G. Brill Co., 60 Fuß-Wagen.

(Abb. 4 und 5.)

Der Benzinmotor liegt mit dem Gleichstromerzeuger in einem gemeinsamen gußeisernen Rahmen und ist mit diesem durch eine Scheibenkupplung mit vier Stück Fibergummiplatten von 400 mm Durchmesser elastisch gekuppelt. Die

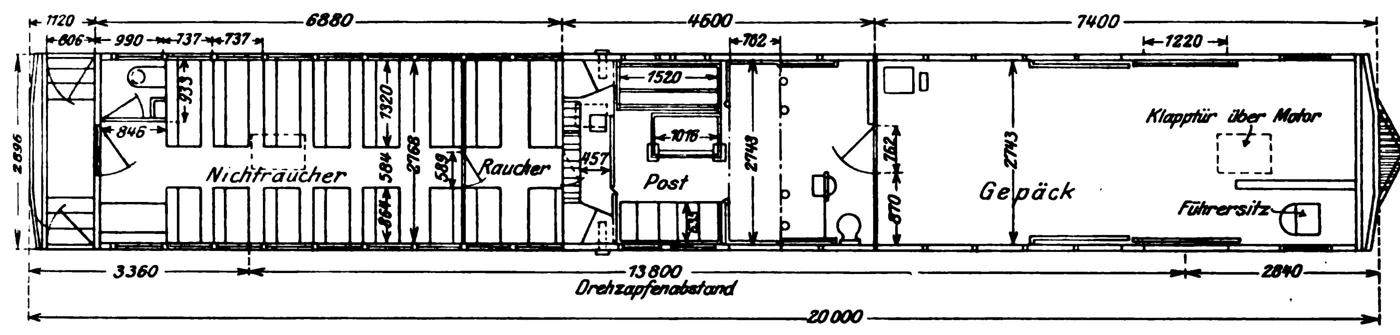


Abb. 3. 200 PS Triebwagen der Edwards Railway Motor Car Comp. Grundriß.

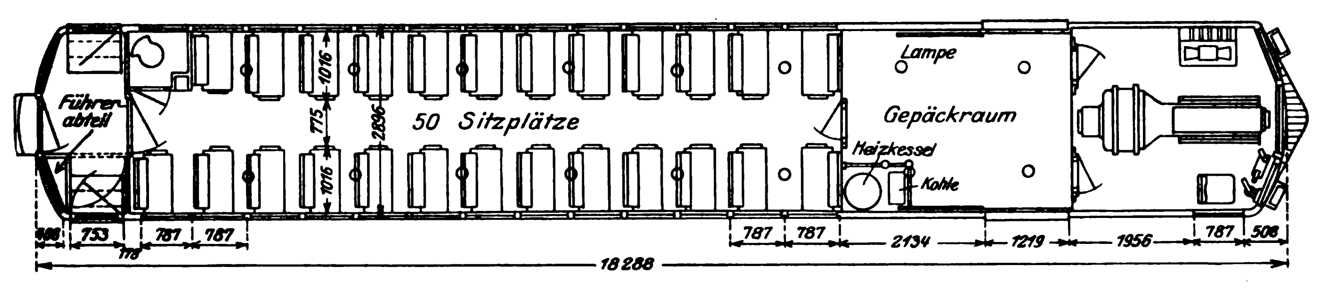


Abb. 4. Grundriß des 250 PS Triebwagens der Brill Comp. 60 Fuß-Wagen.

Das Ein- und Ausschalten der einzelnen Geschwindigkeitsstufen, deren Zahnräder sich beständig im Eingriff befinden, erfolgt durch in Luftdruckzylinder arbeitende Kolben. Die Konstruktion ist dabei derart ausgebildet, daß die zu kuppelnden Wellen bei gleicher Umdrehungszahl gekuppelt werden, wofür ein auf der Übertragungswelle sitzender Fliehkraftregler angeordnet ist. Die Kupplung braucht dabei nicht stufenweise zu erfolgen. Der Führer kann durch Betätigung eines Druckknopfes aus der Nullstellung heraus jede der sechs Stufen entsprechend der Fahrgeschwindigkeit einschalten. Entspricht die vom Führer gewählte Stufe nicht der Wagengeschwindigkeit, erfolgt die Kupplung erst, wenn sich die Drehzahlen der zu kuppelnden Wellen angeglichen haben. Ein geübter Führer wird daher zum Unterschied von anderen mechanischen Übertragungen die verschiedenen Geschwindigkeiten vollkommen stoß- und geräuschlos schalten können.

Zu erwähnen ist noch, daß die Wagenheizung an das Kühlwasserrohrnetz des Motors angeschlossen ist. Bei kaltem Wetter wird das Kühlwasser durch die Heizröhren des Wagens geleitet, die Regelung der Temperatur erfolgt dabei durch Bemessung der eintretenden Wassermenge. Außerdem ist wie in allen amerikanischen Triebwagen ein kleiner Ofen ein-

in der Wagenlängsachse aufgestellte Maschine ruht zur Vermeidung von Schwingungen auf Gummiblöcken, wodurch auch die Übertragung der Maschinengeräusche eingedämmt wird.

Eine auf der Achse des Stromerzeugers sitzende Erregermaschine speist die Feldwicklung desselben und besorgt die Aufladung der 16zelligen Batterie, die außer für die Beleuchtung auch Strom für das Anlassen und für die Erregung der Nebenschlußwicklung der Erregermaschine abgibt.

Die normalen Westinghouse-Bahnmotoren von je 140 PS Stundenleistung, im vorderen Drehgestell eingebaut, sind selbstlüftende Gleichstrom-Hauptstrommotoren und mittels Tatzenlager auf den Triebachsen gelagert.

Die Fahrschalter werden elektrisch durch einen Hauptkontroller gesteuert und mit Druckluft betätigt. Durch die Drehrichtung von der Nullstellung aus ist die Fahrtrichtung des Wagens festgelegt. Bei Einschaltung der ersten Stufe des Hauptkontrollers werden beide Bahnmotoren, ständig parallel, angeschlossen, weiter das Feld der Erregermaschine durch Relais von der Batterie aus erregt. Bei den weiteren sieben Stufen wird die Stellung eines auf die Gasdrossel wirkenden Hebels geregelt und zwar dadurch, daß der durch Druckluft betätigte Kolben mit einer kleinen Zahnstange

seine Bewegung auf das Pendel überträgt, das mit einer Knagge die Gasdrossel einstellt. Der Kolbenweg hängt von dem auf dem Kolben wirkenden Luftdruck ab, das Ein- und Ausströmen wird durch zwei vom Hauptkontroller aus gesteuerte Elektromagnete geregelt. Für jede der sieben Stufen ist die Kolbenstellung durch das Verhältnis des beiderseits wirkenden Druckes bestimmt.

Die geschilderte Regelung der Gasstellung durch elektrische Auslösung und damit der Wagengeschwindigkeit ermöglicht nun die Bedienung zweier gekuppelter Triebwagen von einem Führerstand aus, für die Vielfachsteuerung ist nur eine Parallelschaltung der vom Kontroller ausgehenden Leitungen notwendig, wozu sie zwischen den beiden Wagen durch ein biegsames Kabel verbunden werden müssen. Bei ständiger Fahrt mit einem Anhängewagen kann auch am rückwärtigen Ende des letzteren ein Hauptkontroller angeordnet werden, so daß das Umstellen in den Endstationen entfällt.

Ein von der Reading Company im Sommer 1925 in Betrieb gesetzter Motorwagen dieser Type ersetzt auf einer Nebenlinie mit Steigungen bis 11 ‰ zwei Dampflokomotiven von je 95 t Dienstgewicht und legt täglich durchschnittlich 275 km zurück. Dabei wird bei drei der 21 täglichen Fahrten ein Anhänger von 50 t Gewicht mitgeführt. Seit der Einstellung des Wagens wurde keinerlei Ersatztriebfahrzeug benötigt.

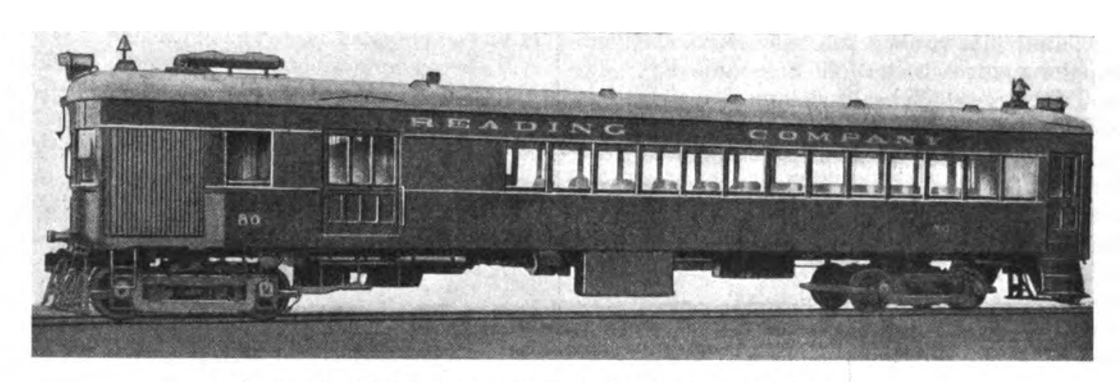



Abb. 5. Ansicht des 250 PS Brill-Westinghouse-Triebwagens.

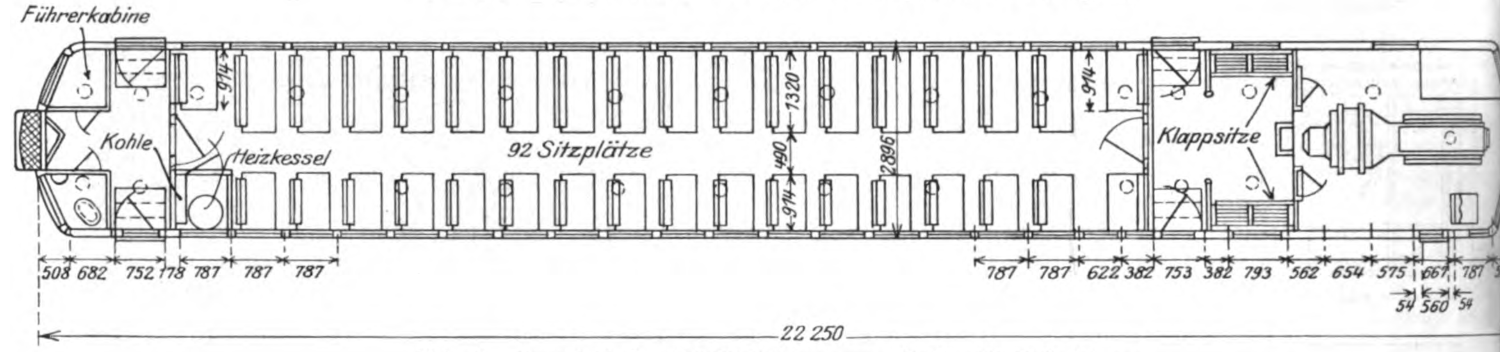



Abb. 6. Grundriß des 250 PS Triebwagens Brill. 73 Fuß-Wagen.

## 2. 250 PS-Triebwagen der J. G. Brill Co., 73 Fuß-Wagen. (Abb. 6 und 7.)

Der vorbeschriebene 60 Fuß-Wagen wird bei Fahrten mit Anhängewagen voll ausgenützt. Bei geringeren Betriebsanforderungen jedoch, als alleinfahrender Triebwagen, ist die eingebaute Maschinenleistung zu groß, daher der Betrieb weniger wirtschaftlich. Für Strecken mit gleichmäßigem Verkehr hat die J. G. Brill Comp, nun einen Triebwagen mit demselben Maschinensatze, jedoch mit vergrößertem Fassungsraum als 73 Fuß-Wagen herausgebracht. Da die eingebauten 250 PS bei diesem Wagen bei 80 km/Std. Geschwindigkeit und leichtem Gegenwind tatsächlich erforderlich sind, gewährleistet diese Type ständige Ausnützung des Maschinensatzes, so daß die Vorzüge der Verbrennungskraftmaschine und der elektrischen Übertragung voll zur Auswirkung gelangen. Das Gewicht je Sitzplatz ist auf 540 kg gegenüber 820 kg bei dem 60 Fuß-Wagen, der allerdings einen größeren Gepäckraum besitzt, herabgemindert.

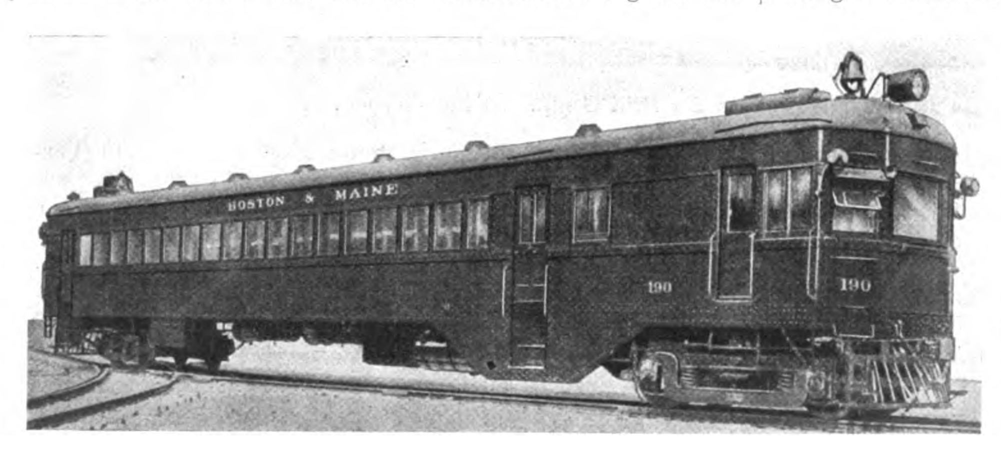



Abb. 7. Ansicht des Brill-73 Fuß-Wagens.

Zum Unterschied von dem 60 Fuß-Wagen, bei dem für die Fahrgäste nur am rückwärtigen Wagenende Einsteigtüren vorhanden sind, wurde bei der größeren Ausführung wegen des langen Fahrgastraumes auch im Gepäckraum beiderseits je eine Türe vorgesehen, die Hauptträger, U-Profile von 300 mm Höhe, zwecks Einbau der Treppen stark nach unten durchgekröpft und entsprechend versteift.

Der Antriebsmaschinensatz, bestehend aus einem 250 PS-Brill-Westinghouse-Benzinmotor und einer 160 kW-Westinghouse-Dynamo mit angebauter Erregermaschine, die Steuerung und die Bahnmotoren entsprechen vollständig dem bereits

beschriebenen Maschinensatze des 60 Fuß-Wagens. Die elastische Scheibenkupplung zwischen Benzinmotor und Dynamo besteht aus vier Thermoid-Hardyscheiben, die mit je vier Bolzen mit dem Schwungrad und dem auf der Dynamowelle sitzenden Kupplungsstern verbunden sind (Abb. 8).

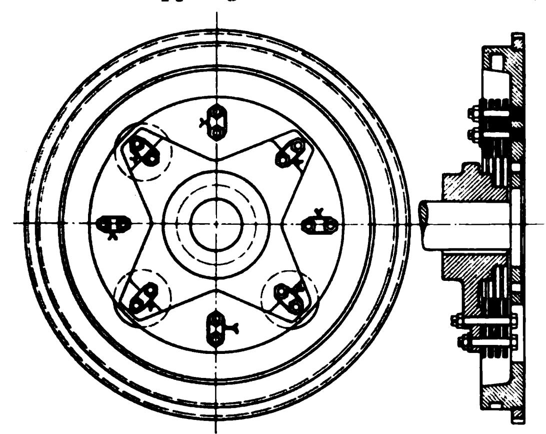


Abb. 8. Elastische Thermoid-Hardy-Kupplung zwischen Benzinmotor und Dynamo.

erforderlich sind. Die Streckenbeleuchtung liegt in demselben Stromkreis, hierfür ist an jedem Wagenende ein 250 Watt-Scheinwerfer auf dem Dache angebracht.

Der 200 PS-Maschinensatz ermöglicht rasches Anfahren, worüber folgende Übersicht Aufschluß gibt.

Erreichte Geschwindigkeiten in Kilometerstunden nach einer zurückgelegten

| Strecke von | auf Steigungen von 0 | 1 | 2 | 5 | 10 | 15‰ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 4,8 km | 52,5 | 51,5 | 50,0 | 48,5 | 43,5 | 38,5 |
| 6,4 „ | 57,0 | 55,5 | 55,0 | 51,8 | 47,5 | 41,0 |
| 9,6 „ | 62,8 | 61,5 | 60,0 | 56,0 | 49,0 | 42,6 |
| 12,8 „ | 66,0 | 64,5 | 63,5 | 58,0 | 50,5 | 43,6 |
| 16,0 „ | 67,5 | 67,0 | 65,0 | 59,3 | 51,8 | 44,2 |

Dabei beträgt das Leergewicht des Wagens 55 t, die Nutzlast 7,5 t, das Gesamtgewicht also 62,5 t. Ein Triebwagen dieser Type läuft auf den Linien der New York Ontario und Western täglich 310 km und legt die 57 km lange Strecke zwischen Walton und Utica, N. Y. einschließlich der Aufenthalte in 70 Minuten zurück, um 10 Minuten weniger als die frühere Fahrzeit der Dampfzüge.

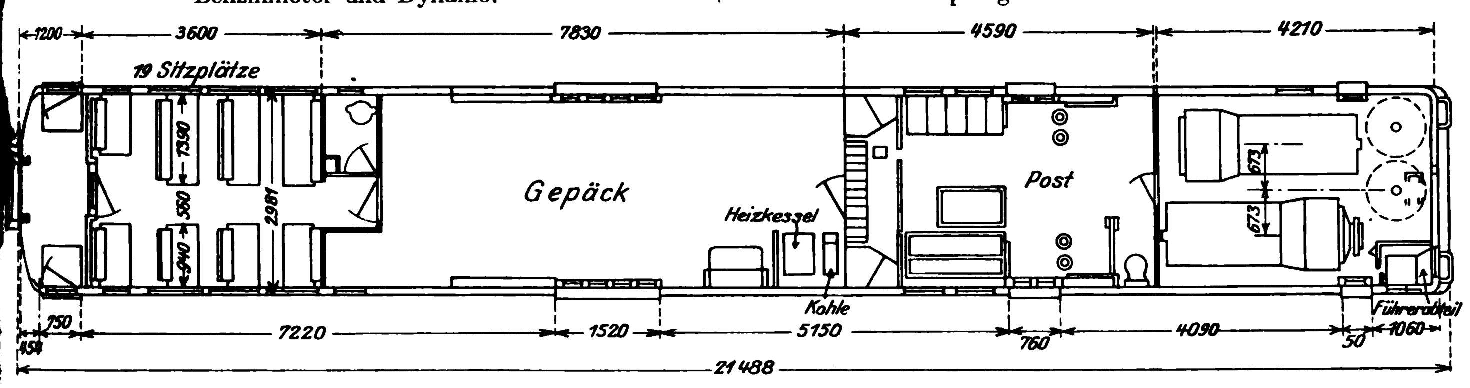



Abb. 9. Grundriß des 500 PS Triebwagens der J. G. Brill Comp.

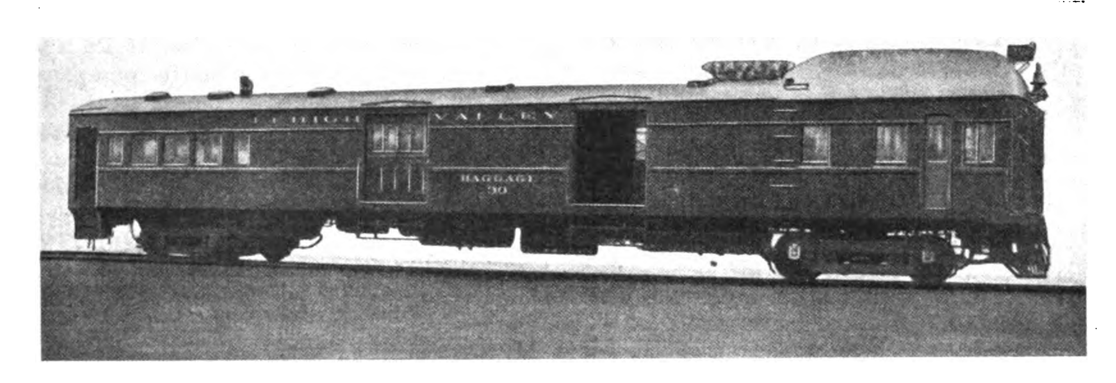


Abb. 10. Ansicht des 500 PS Triebwagens der J. G. Brill Comp.

Durch diese Anordnung ist zur Schonung der Lager eine gewisse gegenseitige Bewegung der zwei Maschinen ermöglicht, außerdem werden etwa auftretende Schwingungen gedämpft. Das Material der Kupplungsscheiben hat eine Zerreißfähigkeit von über 200 kg/cm².

Eine 32 Volt-Batterie mit einer Kapazität von 215 Amperestunden, die durch die 2,5 kW-Erregermaschine aufgeladen wird, liefert den Beleuchtungsstrom für 19 Lampen von je 15 Watt im Fahrgastraum, die in Mattglaskörpern in zwei Reihen über den Sitzen angebracht sind. Der Gepäckraum enthält vier ähnliche Beleuchtungskörper, weitere drei der Maschinenraum und zwei die rückwärtige Plattform. Je eine Lampe ist in den Führerständen und im Abort untergebracht, so daß insgesamt fast 500 Watt für die Innenbeleuchtung

### 3. 500 PS-Triebwagen der J. G. Brill Comp. (Abb. 9 u. 10.)

Wie schon in der Einleitung erwähnt, haben sich mehrere Bahnverwaltungen entschlossen den gesamten Verkehr von Nebenstrecken mittels Motorfahrzeugen durchzuführen. Die im nachfolgenden beschriebene 500 PS-Type ist imstande außer einem normalen Anhängewagen von etwa 26 t Gewicht bei Bedarf noch Expreßgutwagen der Hauptstrecke mit 53 bis 63 t Gewicht zu befördern. Auf einer anderen Strecke müssen gelegentlich vier schwere Milchwagen mit insgesamt 228 t Anhängelast befördert werden, dabei sind Steigungen bis 20‰ bei einer Reihe von scharfen Kurven zu überwinden.

Bei dieser Type mit einer Wagenkastenlänge von 21,50 m wird die Einteilung der Bodenfläche vollkommen den Erfordernissen der einzelnen Linien angepaßt.

Allen gemeinsam ist nur der Maschinenraum mit 4,21 m Länge, daran schließt sich bei einer Ausführung ein Postabteil und Gepäckraum, bei einer zweiten nur ein Gepäckraum. Zum Unterschied von diesen zwei Anordnungen, die keinen Fahrgastraum enthalten und eigentlich als Gepäcktriebwagen zu bezeichnen sind, enthält ein dritter Wagen außer dem Post- und Gepäckraum noch ein Personenabteil mit 19 Sitzen (Abb. 9), ein vierter neben diesem nur einen Gepäckraum.

Die zwei Maschinensätze von je 250 PS-Leistung entsprechend der vorbeschriebenen Anlage sind mit einem Abstand der Mittellinien von 1,35 m in der Wagenlängsrichtung aufgestellt, so daß jede Seite zugänglich und dazwischen ein Gang vorhanden ist. Zwecks günstiger Raumausnützung und Verminderung von Schwingungen sind beide Maschinensätze gegenläufig eingebaut, ein Satz hat beim Führerstand den Motor, der zweite die Dynamo. Dadurch liegen auch die Teile, die am meisten der Überwachung bedürfen, wie z. B. der Vergaser usw., immer im Verbindungsgang. Der in vier Elemente geteilte Kühler bedeckt fast die ganze vordere Stirnseite des Wagens, die Kühlluft wird durch zwei dahinter angeordnete Ventilatoren mit senkrechtem Motorantrieb durchgesaugt. Der Luftschacht hat nur oben eine Öffnung, über die zur Unterstützung der Luftbewegung eine Haube vorne am Dach befestigt ist, wodurch bei der raschen Fahrtbewegung die Saugwirkung erhöht wird (Abb. 10).

Die Fahrtreglung erfolgt hier wieder wie bei allen Typen der J. G. Brill Co. auf druckluftelektrischem Wege. Der Wagen hat nur einen Führerstand am vorderen Wagenende in dem alle für die Bedienung notwendigen Hebel untergebracht sind. Außer dem Hauptkontroller ist hier noch ein Serienparallelschalter vorhanden.

Für jeden Benzinmotor ist ein eigener Zündungskurzschließer vorhanden, so daß im Falle einer Störung ein Maschinensatz stillgelegt werden kann. Außerdem ist jeder Achsmotor einzeln abschaltbar, der Wagen selbst bleibt daher immer betriebsfähig, wenn auch nicht mit voller Geschwindigkeit und Zugkraft.

Das Gewicht des Triebwagens beträgt rund 60 t, die Fahrzeit bei einer Anhängelast von 100 t für eine 190 km lange Strecke, mit 37 Zwischenstationen rund fünf Stunden, entsprechend einer Reisegeschwindigkeit von ungefähr 40 km/Std. Da auf dieser Strecke eine Steigung von 24‰ auf rund 6 km vorhanden ist, muß in den ebenen Strecken die Geschwindigkeit auf 65 bis 70 km/Std. erhöht werden. Diese Triebwagentype kann den gesamten Verkehr auf Anschlußbahnen übernehmen, eine weitere Leistungssteigerung dürfte kaum mehr zweckmäßig sein, da hierfür bereits der Übergang auf Motorlokomotiven mit vollständiger Trennung der Kraftanlage vom Fahrgast- und Gepäckdienst betriebswirtschaftliche Vorteile ergibt.

4. 175 PS-Triebwagen der Electro Motive Comp.

Die Electro Motive Company, Ohio, baut seit 1920 gemeinsam mit der General Electric Company, die seit 1908 auf diesem Sondergebiet arbeitet, Triebwagen mit elektrischer Kraftübertragung.

Bemerkenswerterweise ist es der Electro Motive Company gelungen, den Maschinensatz mit seiner schon beträchtlichen Leistung von 175 PS (Abb. 11) durch gedrängte Konstruktion des elektrischen Teiles so knapp zusammenzubauen, daß seine Aufstellung in der Querrichtung des Wagens ermöglicht wurde. Außer einem geringeren Raumbedarf für das Maschinenabteil hat auch die Aufstellung über dem Hauptquerträger den Vorteil, daß das Auftreten von Schwingungen möglichst verhindert wird.

Für die Fahrtreglung, die von zwei Führerständen aus, je einer an jedem Wagenende, erfolgen kann, ist ein Serienparallelschalter, vereinigt mit dem Fahrtrichtungsschalter, ein Nebenschlußregler für den Erregerstrom der Dynamo und ein Gashebel vorhanden.

Die elektrische Kraftübertragung ermöglicht hohe Anfahrbeschleunigung — eine Geschwindigkeit von 50 km/Std. wird in 35 Sekunden erreicht — und die Ausübung großer Zugkräfte bei geringen Geschwindigkeiten, wobei für beide Fahrtrichtungen gleich günstige Bedingungen vorhanden sind.

Das Wagengewicht beträgt 32 t, die Höchstgeschwindigkeit 80 km/Std. Der durchschnittliche Brennstoffverbrauch auf Strecken bis 15‰ Steigung beträgt ungefähr 0,60 l je Kilometer. Außer einer Handbremse ist noch eine Luftdruckbremse vorhanden.

5. 400 PS-Triebwagen der Electric Motive Company. (Abb. 12 und 13.)

Die bereits bei der J. G. Brill Co. erwähnte Leistungssteigerung der Triebwagen hat auch die Electric Motive Co. veranlaßt, stärkere Typen, für schweren Verkehr geeignet, herauszubringen.

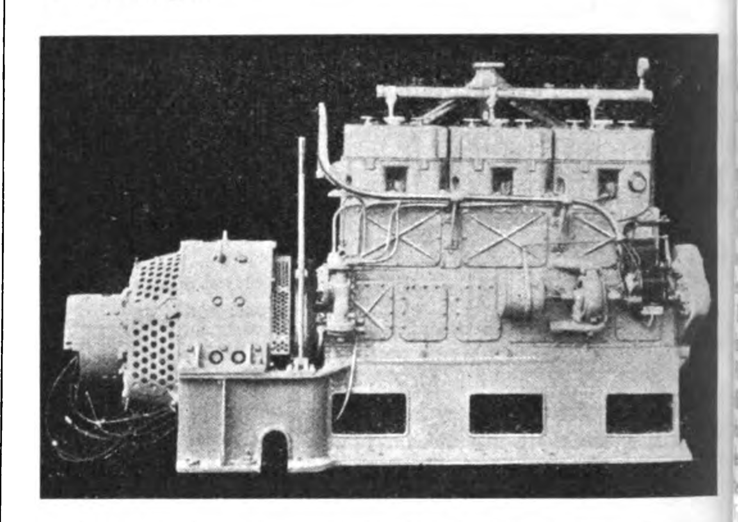


Abb. 11. Maschinensatz des 175 PS Triebwagens der Electro Motive Comp.

Im Maschinenraum des 400 PS-Wagens stehen quer zur Längsachse nebeneinander zwei Maschinen mit einem Mittelabstand von 1,38 m. Sie entsprechen den bereits bei der 175 PS-Type besprochenen Maschinen, die abgebbare Leistung der Winton-Benzinmotoren wurde auf je 200 PS gesteigert. Für jeden Motor sind wieder drei Anlaßarten, elektrischer Anwerfer, Druckluft und Handkurbel, vorhanden. Die direkt gekuppelten Gleichstromdynamos und die vier Bahnmotoren sind von der General Electric Co. geliefert worden.

Die Fahrtreglung, die nur von einem Führerstande aus erfolgt, entspricht ebenfalls der bei der Einmaschinensatztype beschriebenen Anordnung, doch können beide Sätze unabhängig von einander oder gemeinsam geregelt werden.

Das Gewicht des Triebwagens beträgt betriebsbereit 50 t, mit voller Besatzung rund 55 t, die Höchstbetriebsgeschwindigkeit 90 km/Std., auf den Probefahrten wurden mit einem 36 t-Anhängewagen sogar 97 km/Std. erreicht. Bei Vergleichsversuchen mit dem 175 Ps-Triebwagen benötigte dieser für das Anfahren auf einer Steigung von 5‰ bis zur Erreichung einer Geschwindigkeit von 65 km/Std. 190 Sekunden, der 400 PS-Wagen nur 73 Sekunden. Diese hohe Anfahrbeschleunigung gestattet im Verein mit einer erreichbaren Bremsverzögerung von 0,70 m/Sek.$^2$ die Einhaltung einer hohen Reisegeschwindigkeit. Die Betriebskosten je Wagenkilometer betragen ungefähr 1,45 *RM* (0,34 Dollar). Ein

Triebwagen dieser Type legt täglich 450 km zwischen Abbeville und Atlante, eine Strecke der Seeboard-Air Line, zurück.

6. 275 PS-Petroleum-Triebwagen der Electro Motive Company.

Die maschinelle Ausrüstung mit 275 PS-Leistung wurde in verschiedene Wagen eingebaut, die in der Übersichtstafel angeführt sind.

radübersetzung auf die Achsen wird nach dem Verwendungszweck — Zug- oder Verschiebelokomotive — eingebaut.

Der einseitige Führerstand liegt rechts an der vorderen Stirnseite des Wagens und enthält den Gashebel, dessen Bewegung auf hydraulischem Wege auf die Drosselklappen der Verbrennungsmotoren übertragen wird. Jeder Maschinensatz ist mit zwei Bahnmotoren eines Drehgestelles verbunden,

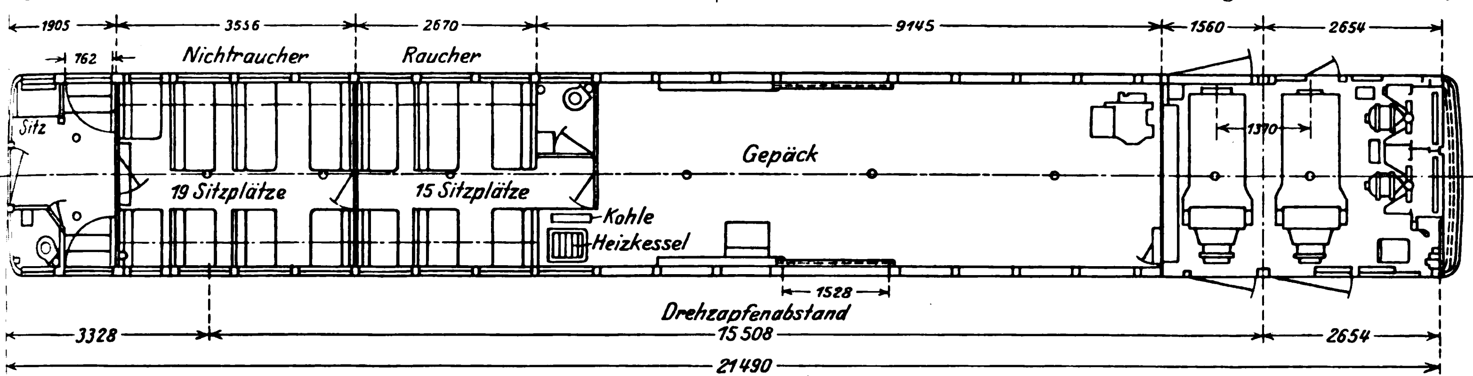



Abb. 12. Grundriß des 400 PS Triebwagens der Electro Motive Comp.

Jeder Ausführung gemeinsam ist die Anordnung des Triebgestelles mit zwei Bahnmotoren unter dem Maschinenraum, während das rückwärtige Drehgestell nicht angetrieben wird. Die Antriebsmaschine ist in einem Stahlgußrahmen gelagert, wodurch die Übertragung von Schwingungen in den Fahrgastraum möglichst verringert ist.

Die Fahrtreglung kann von jedem der zwei Führerstände aus durchgeführt werden, sie entspricht der bereits bei der 175 PS-Type beschriebenen Anordnung mit Gasdrossel und Reglung des Feldwiderstandes der Erregermaschine, die direkt an den Generator angebaut ist.

Für die Kühlung ist ein Wabenkühler an der vorderen Stirnfläche, dessen Kühlwirkung durch einen elektrisch angetriebenen Ventilator erhöht wird, und ein Röhrenkühler auf dem Dache vorhanden, der jedoch bei Leerlauf ausgeschaltet ist, um ein Einfrieren bei kaltem Wetter und Stillstand des Wagens zu verhindern. Auch hier ist das Heizrohrnetz des Wagens mit der Kühlwasserleitung verbunden, so daß der Motor stets betriebswarm erhalten werden kann. Die Triebwagen dieser Leistung können einen Anhängewagen von 35 t Gewicht mitführen.

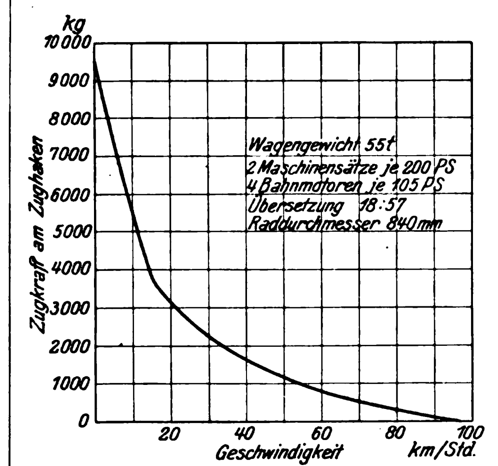



Abb. 13. Zugkraft-Geschwindigkeitskurve des 400 PS Triebwagens der Electro Motive Comp.

die Kontroller für Serienparallelschaltung sind mechanisch gekuppelt und werden durch einen Hebel bedient. Durch Kurzschließen der Zündung kann jederzeit ein Satz stillgelegt werden. Die Erregungsschalter, Fahrtwender, Kontroller und der Gashebel sind derart gegeneinander gesperrt, daß auch bei Unaufmerksamkeit des Führers eine Fehlschaltung oder eine Überlastung der Maschinen unmöglich ist.

7. 550 PS-Gepäcktriebwagen der Electro Motive Comp. (Abb. 14.)

Vorhandene Postwagen der Rock Island wurden durch den Einbau zweier 275 PS-Maschinensätze in den Bahnwerkstätten zu Gepäcktriebwagen umgebaut. Die Ganzstahlwagen haben eine Kastenlänge von 12,40 m, davon nimmt der Maschinenraum 6,10 m in Anspruch. In anschließenden Gepäckraum von ungefähr gleicher Länge sind auch die Hilfsanlagen, wie Luftpresser und Heizkessel untergebracht.

Die beiden Maschinensätze stehen quer zur Fahrzeuglängsachse, die Entfernung der Mittelachsen beträgt dabei 1625 mm. Die sechszylindrigen Benzinmotoren der Winton Engine Works mit 275 PS-Leistung bei 1000 Umdrehungen in der Minute und die Gleichstromnebenschlußdynamos der General Electric Comp. mit 180 kW-Stundenleistung entsprechen genau dem Maschinensatze des 275 PS-Triebwagens der Electro Motive Comp. Die Vergaser sind hierbei für die Verwendung von Schwerölen geeignet.

Die vier Bahnmotoren haben wegen der zu entwickelnden großen Zugkräfte eine Stundenleistung von 200 PS, die Zahn-

Das Gewicht dieses Wagens, der schon den Übergang zu den Motorlokomotiven bildet, beträgt rund 70 t. Die Ausführung als Zuglokomotive erreicht eine Höchstgeschwindigkeit von 96 km/Std. mit einem aus drei Wagen von insgesamt 105 t Anhängelast bestehenden Zuge, während die für Ver-

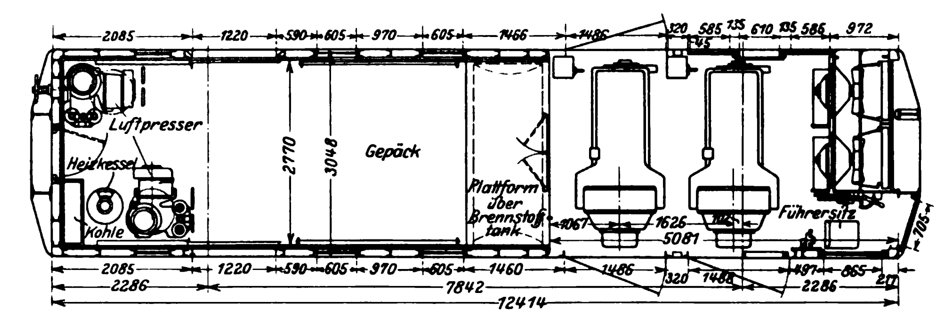



Abb. 14. Grundriß des 550 PS Gepäcktriebwagens der Electro Motive Comp.

schiebe- und leichten Frachtdienst bestimmte Maschine höchstens 60 km/Std. einhalten kann. Diese Güterzuglokomotive zieht in Parallelschaltung einen 585 t-Zug auf 5‰ Steigung mit einer Geschwindigkeit von 21 km/Std., in Reihenschaltung auf der gleichen Steigung einen 800 t-Zug mit 16 km/Std. Als Höchstleistung kann dieser schwere Zug

auch noch auf $10^0/_{00}$ mit 8,9 km/Std. befördert werden, wobei die Zugkraft am Radumfang auf über 12000 kg steigt.

Diese Zahlen zeigen wieder den großen Zugkraft- und Geschwindigkeitsbereich der elektrischen Kraftübertragung, die stufenlos volle Ausnützung der Motorleistung gestattet. Der hier geschilderte Umbau vorhandener Wagen durch Einbau einer maschinellen Anlage ist ebenfalls als ein wesentlicher Vorteil dieser Anordnung anzusprechen, da hierdurch die Erneuerung des Wagenparks unter Vermeidung allzu hoher Anlagekosten ermöglicht wird.

8. 300 PS-Triebwagen der Pullmann Co., Westinghouse E. u. M. Co. u. Hall Scott Motor Co.

Abweichend von den bisher beschriebenen Ausführungen benzinelektrischer Triebwagen wurde bei diesem Wagen die Maschinenanlage unter dem Wagen aufgehängt, so daß die gesamte Grundfläche für Personen- und Gepäckbeförderung zur Verfügung steht.

Die beiden Maschinensätze hängen in der Wagenlängsrichtung nebeneinander unter dem Gepäckraum, von welchem sie durch Klappen im Fußboden zugänglich sind. Um Schwingungen möglichst zu vermeiden, wurde auch hier die Anordnung getroffen, daß die Motoren gegenläufig arbeiten, außerdem wurde durch Unterlagen von Filz und Gummipolster die Übertragung störender Geräusche und Schwingungen hintangehalten und durch eine bewegliche Aufhängung den auftretenden Ausdehnungen Rechnung getragen. Im vorderen Drehgestell sind zwei Westinghouse-Bahnmotoren von je 140 PS-Stundenleistung eingebaut.

Die Reglung der Fahrtgeschwindigkeit erfolgt von dem am vorderen Wagenende befindlichen Führerstande aus, dabei können sowohl beide Antriebsmaschinen als auch jede einzeln auf die zwei Bahnmotoren arbeiten, so daß die Zugkraft auch bei einer Störung eines Maschinensatzes unverändert erhalten bleibt. Alle Schalter werden durch Luftdruck betätigt und vom Hauptkontroller aus gesteuert. Die Umdrehungszahl der Bahnmotoren und damit die Wagengeschwindigkeit ist von der Spannung der Hauptdynamo abhängig, die teils durch Änderung der Drehzahl des Benzolmotors, teils durch Nebenschlußregler geregelt wird.

Der Triebwagen wiegt rund 66 t und ist für eine höchste Geschwindigkeit von 96 km/Std. gebaut, die bei den Probefahrten auch mit nur einem Maschinensatz erreicht wurde. Auf einer Steigung von $10^0/_{00}$ kann noch eine Geschwindigkeit von 80 km/Std. eingehalten werden. Die tägliche Fahrtleistung von 450 km eines Wagens dieser Type wird einschließlich zahlreicher Aufenthalte in 9½ Std. zurückgelegt, was einer Reisegeschwindigkeit von rund 48 km/Std. entspricht.

**C. Dieseltriebwagen mit elektrischer Kraftübertragung.**

Diese Ausführungen wurden bereits in einer deutschen Zeitschrift (Verkehrstechnik vom 4. Juni 1926) eingehend beschrieben, daher seien hier nur die Hauptdaten kurz zusammengefaßt. Um so eingehender wurden aber die mit diesen Typen im Jahre 1926 gemachten Erfahrungen niedergelegt, da sie einen guten Überblick über die mit Triebwagen dieser Bauart allgemein zu erwartenden Ergebnisse ermöglichen.

1. 185 PS-Dieseltriebwagen der Canadian National Railway.

Der 18,20 m lange Wagen mit 57 Sitzplätzen und einem kleinen Gepäckraum ist mit einem Dieselmotor der englischen William Beardmore Company ausgerüstet, der bei einem Gewicht von nur 1170 kg 185 PS bei 700 Umdrehungen in der Minute abgibt. Die direkt gekuppelte Gleichstromnebenschlußdynamo der British Thomson-Houston Company erzeugt Strom für die im vorderen Drehgestell eingebauten zwei Bahnmotoren der General Electric Company von je 100 PS-Stundenleistung.

2. 340 PS-Diesel-Gliedertriebwagen der Canadian National Railway.

Diese Type besteht aus zwei Wagenkasten, die in der Mitte auf einem gemeinsamen Drehgestell gelagert sind, und besitzt daher sechs Achsen in drei Drehgestellen von je 2,33 m Radstand. Die Gesamtlänge beträgt 31,0 m, die Sitzplatzanzahl 126.

Übersicht 1.

Benzintriebwagen mit mechanischer Kraftübertragung.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Lieferfirma, Leistung, Bezeichnung | Länge in Meter des Wagenkastens, Personenraums, Sitzplätze, Gepäckraums, Postraums | Zahl der Drehgestelle, Achsanordnung, Radstand/Raddurchmesser, Lagerart, Drehzapfenabstand | Verbrennungsmotor, Lieferfirma, Zylinderzahl, PS bei W in der Minute, Bohrung/Hub, Brennstoff | Kupplung, Getriebe | Größte Geschwindigkeit, Gewicht in Tonnen leer/besetzt Bremse |
| 1 | J. G. Brill Co.<br>Modell 75<br>190 PS | 16,80<br>10,60/59<br>5,00<br>— | Zwei, B + 2<br>2,60/0,84<br>Timken-Rollenlager | Brill-Westinghouse<br>sechs<br>150 bei 1000<br>190 „ 1300<br>152/178 Benzin | Mehrscheiben-trockenplatten-kupplung, Kupplungsbremse Fünfganggetriebe | 94 km/Std.<br>24/30<br>Hand, Druckluft |
| 2 | Edwards Railway Motor Car Co.<br>200 PS | 20,00<br>6,88/42<br>7,40<br>4,60 | Zwei, 1 A + A 1<br>—/0,76<br>Hyatt-Rollenlager<br>13,80 | Buda Motor Co<br>2 × je sechs<br>je 100 bei 1200<br>114/152 Benzin | Kupplung mit verstellbarem Anpreßdruck, Vierganggetriebe | 72 km/Std.<br>32/38<br>Hand, Druckluft, 2 Luftpressen mit je 300 l/min. |
| 3 | Sykes Car Co.<br>275 PS | 19,00<br>—/62<br>—<br>— | Zwei, B + 2<br>—/—<br>—<br>— | Sterling Engine Co<br>Type „Coast guard"<br>sechs<br>225 bis 1200<br>275 „ 1500<br>159/197 Benzin | Mehrscheiben-trockenplatten-kupplung, Sechsganggetriebe mit Luftdruck-betätigung | 96 km/Std.<br>33/38<br>Hand, Druckluft, 1 Luftpresse mit 620 l/min. |

## Übersicht 2.
### Benzintriebwagen mit elektrischer Kraftübertragung.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Lieferfirma,<br>Leistung,<br>Bezeichnung | Länge in Meter des Wagenkastens, Personenraums, Sitzplätze, Gepäckraums, Postraums, Maschinenraums | Zahl der Drehgestelle, Radstand/Raddurchmesser, Lagerart, Achsstummel, Drehzapfenabstand | Verbrennungsmotor, Lieferfirma, Zylinderzahl, PS bei W in der Minute, Bohrung/Hub, Brennstoff | Stromerzeuger, Lieferfirma, Stundenleistung, Volt bei W in der Minute, Erregermaschine, besondere Wicklung | Bahnmotoren, Zahl, Stundenleistung, Spannung/Stromstärke, Anordnung, Übersetzung | Fahrtreglung und Schaltung | Größte Geschwindigkeit<br>Gewicht in t leer/besetzt<br>Bremse |
| 1 | J. G. Brill Co.<br>250 PS<br>60 Fußwagen | 18,30<br>10,40/50<br>3,35<br>fehlt<br>3,20 | Zwei, B + 2<br>2,00/1,00<br>Rollenlager<br>—<br>13,60 | Brill-Westinghouse Modell 250<br>sechs<br>250 bei 1100<br>182/204 Benzin | Gleichstrom-Nebenschluß,<br>Westinghouse<br>160 kW<br>600 bei 1150,<br>direkt angebaute Erregermaschine,<br>60 bei 1150 Gegenkompound | Zwei je 140 PS<br>600 V/202 A<br>Tatzenlager<br>1 : 3,81 | Elektrodruckluft, Steuerung von einem Hauptkontroller aus | 82 km/Std.<br>41 t/45 t<br>Hand, Druckluft, dafür ein Luftpresser, 560 l/min. |
| 2 | J. G. Brill Co.<br>250 PS<br>73 Fußwagen | 22,25<br>14,70/86<br>2,00<br>fehlt<br>3,55 | Zwei, B + 2<br>2,30/1,00<br>Rollenlager<br>—<br>16,80 | Brill-Westinghouse Modell 250<br>sechs<br>250 bei 1100<br>182/204 Benzin | wie 60 Fußwagen | 1 : 3,05 | | 90 km/Std.<br>55 t/62,5 t<br>wie 60 FW |
| 3 | J. G. Brill Co.<br>500 PS<br>(auch als reiner Gepäcktriebwagen) | 21,50<br>3,60/19<br>7,83<br>4,59<br>4,21 | Zwei, B + B<br>—/0,84<br>Gleitlager<br>—<br>— | Brill-Westinghouse<br>2 × Modell 250<br>je sechs<br>je 250 bei 1100<br>182/204 Benzin | Gleichstrom-Nebenschluß,<br>Westinghouse<br>2 × 160 kW<br>je 600 bei 1150<br>je eine direkt angebaute Erregermaschine, 60 V bei 1150 Gegenkompound | vier je 140 PS<br>600 V/202 A<br>Tatzenlager<br>1 : 3,81 | Elektrodruckluft, Steuerung Hauptkontroller Reihen-Parallel-Schaltung | 80 km/Std.<br>60 t/70 t<br>Hand, Druckluft, dafür zwei Luftpresser je 700 l/min. |
| 4 | Electro Motive Co.<br>175 PS | 17,50<br>10,60/59<br>2,40<br>fehlt<br>2,40 | Zwei, B + 2<br>2,00/0,84<br>Hyatt-Federrollenlager<br>— | Winton Engine W.<br>sechs<br>175 bei 1000<br>178/204 Benzin | Gleichstrom-Nebenschluß,<br>General Electric Co.<br>110 kW<br>700 bei 1000, direkt angebaute Erregermaschine, 32 bei 1000 | Zwei je 150 PS<br>700 V/131 A<br>Tatzenlager<br>1 : 3,16 | Gashebel, Nebenschlußregler für Erregermaschine, Reihen-Parallel-Schaltung | 80 km/Std.<br>32 t/40 t<br>Hand, Druckluft |
| 5 | Electro Motive Co.<br>400 PS | 21,50<br>6,23/34<br>9,15<br>fehlt<br>4,21 | Zwei, B + B<br>2,00/0,84<br>Hyatt-Federrollenlager<br>—<br>15,51 | Winton Engine W.<br>2 ×<br>je sechs<br>je 200 bei 1000<br>182/204 Benzin | Gleichstrom-Nebenschluß,<br>General Elektric Co.<br>2 × 125 kW<br>je 700 bei 1000<br>je eine direkt angebaute Erregermaschine | Vier je 150 PS<br>700 V/131 A<br>Tatzenlager<br>1 : 3,16 | wie 175 PS | 90 km/Std.<br>50 t/55 t<br>Hand, Druckluft |
| 6 | Electro Motive Co.<br>275 PS | 22,0 / 18,80 / 22,30<br>77 / 65 / 84<br>3,50 / 4,90 / 3,65<br>fehlt<br>3,05 / 3,05 / 3,05 | Zwei, B + 2<br>2,14/0,84<br>—<br>—<br>— | Winton Engine W.<br>sechs<br>275 bei 1000<br>191/216 Benzin | Gleichstrom-Nebenschluß,<br>General Electric Co.<br>180 kW<br>600 bei 1000<br>je eine direkt angebaute Erregermaschine | Zwei je 150 PS<br>600 V/130 A<br>Tatzenlager<br>— | wie 175 PS | 85 km/Std.<br>40 bis 50 t<br>Hand, Druckluft |
| 7 | Electro Motive Co.<br>550 PS<br>Gepäcktriebwagen | 14,41<br>fehlt<br>6,30<br>fehlt<br>6,10 | Zwei, B + B<br>—/0,914<br>Gleitlager<br>140/254<br>7,84 | Winton Engine W.<br>2 ×<br>je sechs<br>je 275 bei 1000<br>191/216<br>Petroleumdestillat | Gleichstrom-Nebenschluß-<br>General Electric Co.<br>2 × 180 kW<br>je 600 bei 1000<br>je eine direkt angebaute Erregermaschine | Vier je 200 PS<br>600 V/172 A<br>Tatzenlager<br>je nach Verwendung | Gashebel mit hydraul. Übertragung auf die Drosselklappen, Nebenschlußregler, Reihen-Parallel-Schaltung | 96 km/Std.<br>70 t<br>Hand, Druckluft, zwei Elektroluftpresser je 1400 l/min |
| 8 | Pullmann Car Co. Westinghouse E. u. M. Co., Hall Scott Motor Co.<br>300 PS | 22,10<br>10,60/46<br>4,25<br>4,57<br>fehlt | Zwei, B + 2<br>—/0,914<br>—<br>—<br>— | Hall Scott Motor Co.<br>2 ×<br>je sechs<br>je 150 bei 1700<br>127/178 Benzol | Gleichstrom-Nebenschluß<br>Westinghouse<br>2 × 100 kW<br>je 600 bei 1400<br>„ 760 „ 1700<br>je eine direkt angebaute Erregermaschine | Zwei je 140 PS<br>700 V/173 A<br>Tatzenlager<br>1 : 3,28 | Druckluftsteuerung von Hauptkontroller und Nebenschlußregler | 96 km/Std.<br>66 t<br>Hand, Druckluft |

Der vorne im 5,33 m langen Maschinenraum in der Wagenlängsrichtung angeordnete Maschinensatz besteht aus einem achtzylindrigen Beardmore-Dieselmotor mit 340 PS-Leistung bei 650 Umdrehungen in der Minute, Gewicht 2470 kg, und einer direkt gekuppelten Westinghousedynamo von 200 kW-Stundenleistung bei 600 Volt Normalspannung. In den zwei äußeren Drehgestellen sind vier Westinghouse-bahnmotoren von je 100 PS-Leistung eingebaut, die ständig parallel geschaltet sind und mittels eines Zahnradgetriebes die Achsen antreiben. Für das Anlassen des Dieselmotors durch die Dynamo ist eine 300 Volt-Batterie vorgesehen, der auch Strom für die Felderregung der Dynamo und für den Antrieb der Elektrokompressoren entnommen wird. In einem 50 Volt-Stromkreis liegen die Beleuchtung und die Steuerungsschalter für die Fahrtreglung.

Der Hauptgrund für die Einführung des Dieselbetriebes auf den Strecken der Canadian National Railway war der zu erwartende billigere Betrieb, da 100 l Dieselöl nur 13,60 ℳ kosten gegenüber einem Benzinpreise von 25,00 ℳ. In Abschnitt A der nachfolgenden Zusammenstellung sind nur die Betriebsergebnisse des Jahres 1926 mit zwei Wagen der 340 PS-Type und mit sieben der 185 PS-Type zusammengestellt. Aus den Zeilen 4, 5 und 6 wurden die Tage, die die Wagen eigentlich in Betrieb hätten stehen sollen, errechnet, und daraus der Wirkungsgrad des Betriebes gewonnen, der bei den einzelnen Wagen zwischen 62 und 97 % schwankt und im Mittel bei 81 % liegt.

Es ist nun interessant, den Ursachen der Störungen nachzugehen. Ein Teil muß wohl der Einführung der neuen Betriebsart zugeschrieben werden, da das Personal erst eingeschult werden mußte. Die größten Schwierigkeiten bot im Winter 1925/26 die Kühlungsfrage, da die liegende Anordnung der Dachkühler wegen der Schneebedeckung ständig Anlaß zu Störungen gab. Eine größere Abnützung der Zylinderlaufbahnen und der Lager der Dieselmotoren wurde nicht festgestellt, dagegen die Notwendigkeit der Einschaltung einer Filteranlage im Schmierölsystem, da sich häufig Kohlenrückstände der Verbrennungskammer in das Öl mengten und die Schmierleitungen verlegten. Mängel zeigten sich daher eigentlich nur an der Ausrüstung, die Motoren selbst sowie insbesondere die elektrische Kraftübertragung bewähren sich trotz der an sie gestellten hohen Ansprüche.

In Abschnitt B wurden die verbrauchten Brennstoffmengen je Wagen und auf 1000 Tonnenkilometer bezogen eingetragen, außerdem noch der Verbrauch je Wagenkilometer. Die verbrauchten Schmierölmengen wurden nach denselben Gesichtspunkten aufgeteilt und durchschnittliche Verbrauchsziffern errechnet.

Der Abschnitt C zeigt die finanziellen Ergebnisse des Dieselbetriebes im Jahre 1926 unter Gegenüberstellung der Einnahmen und Ausgaben und weist einen Betriebsgewinn von fast 900000 ℳ aus. Bemerkenswert sind dabei die hohen Durchschnittseinnahmen je Fahrgast, die durch größere Fahrtlängen und hohe Tarife verständlich sind.

Auf Grund der Erfahrungen mit den geschilderten Dieseltriebwagen wurde nun eine neue vierachsige Ausführung gebaut, die mit einem sechszylindrigen Beardmore-Dieselmotor von 300 PS-Leistung bei 750 Umdrehungen in der Minute ausgerüstet ist. Das Schmieröl wird dabei mit hohem Druck durch einen Reinigungsfilter durchgepreßt. Auf gemeinsamem Rahmen liegt die direkt gekuppelte Gleichstromnebenschlußdynamo mit 198 kW-Stundenleistung, an der eine Erregermaschine von 5,6 kW mit einer Spannung von 64 Volt angebaut ist. Zwei Stück Bahnmotoren von je 215 PS-Stundenleistung sind im vorderen Drehgestell eingebaut und treiben die Achsen mit einer Zahnradübersetzung 20:59 an. An beiden Wagenenden sind stehende Dachkühler angeordnet.

### Übersicht 3

**Betriebsergebnisse der Dieseltriebwagen der Canadian National Railway im Jahre 1926.**

Fahrzeugbestand: 2 Triebwagen mit 340 PS- und 7 Triebwagen mit 185 PS-Motoren.

**A. Betriebsverhältnisse.**

| | | |
|---|---|---|
| 1. | Durchschnittliche Fahrtleistung eines Triebwagens für 1 Tag | 396 km |
| 2. | Fahrtleistung sämtlicher Triebwagen im Jahre 1926 | 730100 „ |
| | Davon mit Anhängewagen | 367610 „ |
| 3. | Triebwagen-Verwendungstage i. Jahre 1926 | 2667 |
| 4. | Davon Ausfalltage wegen Störungen | 447 |
| 5. | Zahl der vollständigen Zusammenbrüche | 43 |
| 6. | Zahl und Gesamtbetrag der Verspätungen | 109 mit 3629 Min. |
| 7. | Wirkungsgrad des Betriebes in % | 81 |

**B. Brenn- und Schmierstoffverbrauch.**

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1. | Geleistete Tonnen-km in 1000 tkm | | 57810 |
| 2. | Verbrauchte Brennstoffmenge | | 480100 l |
| 3. | Verbrauchte Brennstoffmenge je 1000 tkm | | 8,7 l |
| 4. | Durchschnittliche Brennstoffmenge je Wagen-km | 1,07 | 0,54 l*) |
| 5. | Verbrauchte Schmierölmenge | | 26440 l |
| 6. | Verbrauchte Schmierölmenge je 1000 tkm | | 0,45 l |
| 7. | Durchschnittliche Schmierölmenge je Wagen-km | 0,070 | 0,027 l*) |

**C. Finanzielle Ergebnisse.**

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1. | Einnahmen | | 1,423800 ℛℳ |
| 2. | Ausgaben | | |
| | a) Erhaltung und Überwachung | | 14220 ℛℳ |
| | b) Ausbesserung | | 123520 „ |
| | c) Bezüge (Fahrpersonal) | | 253700 „ |
| | d) Brennstoff | | 63930 „ |
| | e) Schmierstoff | | 35380 „ |
| | f) Sonstige Erfordernisse | | 47530 „ |
| | Summe der Ausgaben | | 538280 ℛℳ |
| 3. | Betriebsgewinn | | 885520 ℛℳ |
| 1. | Beförderte Personen | | 288144 „ |
| 2. | Einnahmen je Wagen-km | 2,74 | 1,61 „ *) |
| 3. | Einnahmen je Fahrgast | 5,56 | 4,56 „ *) |
| 4. | Ausbesserung je Wagen-km | 0,178 | 0,180 „ *) |
| 5. | Brennstoffkosten je Wagen-km | 0,121 | 0,078 „ *) |
| 6. | Schmierölkosten je Wagen-km | 0,085 | 0,038 „ *) |
| 7. | Betriebskosten je Wagen-km | 0,879 | 0,697 „ *) |

*) Von den zwei Zahlen bedeutet die erste den Durchschnitt der 340 PS- und die zweite den der 185 PS-Triebwagen.

Der Wagenkasten ist 22,50 m lang und enthält außer einem Personenabteil mit 37 Sitzplätzen noch einen großen Gepäckraum. Das Gewicht des dienstbereiten Triebwagens ist rund 61 t.

Zum Schlusse soll noch eine Überprüfung der Kosten gegenüber Dampfbetrieb auf der Strecke Edmonton-Lascatoon erwähnt werden, auf der zwei Wagen der 185 PS-Type den Betrieb aufrecht erhielten und dabei vier Dampflokomotiven ersetzten.

Die Kosten des Dampfbetriebes betrugen 2,67 ℳ je Zugkilometer, während die Dieseltriebwagen nur 0,61 ℳ je Kilometer erforderten, so daß sich eine Differenz von 2,06 ℳ zugunsten des Dieselbetriebes ergab. Bei einer jährlichen Leistung von nur 200000 km (gegenüber 229000 km im Jahre 1926) ergibt dies eine Ersparnis von rund 400000 ℳ, wodurch die Wirtschaftlichkeit des Dieselbetriebs trotz der unvermeidlichen Schwierigkeiten und Störungen des ersten Betriebsjahres bewiesen wird.

Vorstehende Ausführungen sollen einen Überblick über den derzeitigen Stand des Triebwagenbaues in Nordamerika geben, dessen Entwicklung auch für europäische Verhältnisse lehrreich ist. Es ist deutlich eine von Jahr zu Jahr steigende Leistungsfähigkeit und damit ein Überwiegen der elektrischen Kraftübertragung zu erkennen. Als Abschluß sind die den Übergang zu Motorlokomotiven bildenden Gepäcktriebwagen von über 500 PS zu betrachten, die den Betrieb auf Nebenlinien, der mit Dampflokomotiven unwirtschaftlich geführt wird, wirtschaftlich gestalten können.

## Technische Frühjahrsmesse in Leipzig 1928.

In den folgenden Ausführungen ist ein kurzer Überblick gegeben, was die Technische Frühjahrsmesse in Leipzig für den Eisenbahntechniker Bemerkenswertes bot.

Auf der Baumesse war bei den Zugmitteln für Feldbahntransporte die Entwicklung des Triebwagens neben der Lokomotive und die nahezu ausschließliche Verwendung von Rohölmotoren festzustellen. Erich Brangsch, Leipzig hatte eine Rohölmotorlokomotive mit einem 10 bis 12 PS-Zweitakt-Rohölglühkopfmotor, die Lokomotivfabrik Arn. Jung, Jungenthal eine Motor-Lokomotive mit einem kompressorlosen 18 PS-Zweitakt-Zweizylinder Jung-Dieselmotor, die Motorenfabrik Deutz eine Diesel-Feldbahnlokomotive von 10 PS, Orenstein & Koppel, Berlin eine Montania-Rohöl-Motorlokomotive mit stehendem kompressorlosen Zweizylinder Rohölmotor „Lizens Aere“ von 20 PS-Leistung und die Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff eine zweiachsige Diesellokomotive 18 PS . 600 mm Spur mit einem Derner-Dieselmotor ausgestellt. Nur letztere zeigte noch eine 8/14 Vergasermotor-Lokomotive für 600 mm Spurweite. Die Maschinen haben meist je zwei Gänge vor- und rückswärts und eine Fahrgeschwindigkeit bis zu 12 km/Std. auf der geraden Horizontalen.

Der Triebwagen hat den Vorteil, daß seine Plattform für den Transport mit ausgenutzt wird, indem auf ihr außer der Maschinenanlage ein Kasten oder eine Kippmulde angeordnet ist. Gleichzeitig kann bei hinreichender Motorstärke größere Zugkraft ausgeübt werden. Beim 10 PS-Klein-Dieseltriebwagen der Lokomotivfabrik Arn. Jung wird in dieser Weise das Reibungsgewicht, der bei leerem Wagen 1700 kg beträgt, durch die Nutzlast von 1200 kg auf 2900 kg erhöht. Bei Leerfahrten sind hingegen nur geringe Gewichte zu fördern. Eine ähnliche Ausführung zeigte die Gasmotorenfabrik Deutz in einem Feldbahn-Triebwagen mit einem 7 PS-Dieselmotor, Smeschewer & Co., Breslau in zwei Motortriebwagen mit 8 und 12 PS-luftgekühltem Spezialmotor, bei denen somit ein Einfrieren des Kühlwassers im Winter ausgeschlossen und die Wartung der Maschine sehr gering ist, Martin Eichelgrün & Co., Frankfurt a. M. in ihrem Meco-Diesel-Triebwagen mit Dreiganggetriebe und kompressorlosem Zweitakt-Dieselmotor mit 6/8 und 10 PS-Leistung. Bei diesem Wagen ist die Spurweite von 500 bis 750 mm verstellbar.

Zur Verringerung der Betriebs- und Personalkosten im Verschiebedienst auf Bahnhöfen hat die Firma Schwartzkopff einen „Lokomotor“ geschaffen, der mit einem Vierzylinder-Explosionsmotor von 28 PS-Leistung bei Benzol oder Benzin-Benzolgemisch, von 23 PS bei Petroleum ausgerüstet und geeignet ist, bei einer Geschwindigkeit von etwa 5 km/Std. eine Zugkraft von 1150 kg, am Zughaken gemessen, abzugeben, entsprechend einer Zuglast von etwa acht beladenen Wagen mit 200 t Bruttogewicht in der Ebene. Die Bauart des Fahrzeugs ermöglicht für den Bedienungsmann eine sehr gute Übersicht über das Verschiebegleis. Ebenso ist derselbe infolge einer sinnreichen Kupplungs- und Entkupplungseinrichtung in der Lage, das An- und Abkuppeln der Wagen von der Maschine aus zu bewirken. Auch die Gasmotorenfabrik Deutz hatte einen Motor-Verschiebebock von 7 PS Leistung für Normalspur ausgestellt, der vornehmlich für Gleisanschlußbesitzer gedacht ist. Der Bock verschiebt Nutzlasten von 20 t mit 4 bis 8,5 km/Std. Fahrgeschwindigkeit.

Die anfangs für den Werkstätten- und Lagerdienst bestimmten Elektrokarren werden als Führersitz-Elektrokarren für den Straßenverkehr mit einer Tragfähigkeit bis zu 2 t und einer Plattformgröße bis zu $1{,}3 \times 2{,}5$ m ausgebildet, indem ihre Fahrgeschwindigkeit in drei Gängen bis zu 18 km/Std. und ihr Fahrbereich mit einer Batterieladung bis auf 70 km erhöht wurde. Die Fahrzeuge der Firmen Maschinenfabrik Esslingen, Bleichert, Hansa-Lloyd boten hierzu gute Beispiele. Zur Vereinfachung der Ladung der Batterien der Elektrokarren hat die AEG die Zündung ihrer Glasgleichrichter verbessert. Der Glaskörper braucht nicht mehr gekippt zu werden. Die Zündelektrode wird durch die Bewegung eines Bimetallelementes gehoben und verursacht den Zündfunken in dem Augenblick, in dem sie das Quecksilber verläßt.

Bei den Feldbahngleisen sei auf die Meco-Kletterdrehscheibe hingewiesen, die aus zwei kräftig gekümpelten Stahlplatten besteht, die durch einen Drehzapfen zusammengehalten sind. Die Drehscheibe wird einfach auf das Gleis aufgelegt und gestattet ein Abzweigen in jeder gewünschten Richtung. Sie trägt bis zu 2,5 t und ist in allen Spurweiten von 400 bis 750 mm lieferbar. Eine ähnliche Ausführung zeigte Erich Brangsch, Leipzig in der Flügelrad-Drehscheibe.

Auf der Messe wurde auch die Kruppsche Gleisstopfmaschine vorgeführt, die eine dreimal höhere Leistung und eine Verbilligung von 30 bis 40% gegenüber der Handarbeit sichert. Die Leistung beträgt etwa 240 m Normalspurgleis in zehn Stunden mit vier Maschinen oder rund 300 m Straßenbahngleis in neunstündiger Arbeitszeit mit zwei Maschinen. Die Stopfung wird mit Stopfern ausgeführt, die durch Preßluft aus einer kleinen Zwillings-Motorluftpumpe betätigt werden und etwa 1400 Schläge in der Minute auf das Bettungsmaterial ausüben.

Auf dem Gebiet des Freileitungsbaues ist auf die von der AEG für ihre Freileitungsmaste mit schwenkbaren Auslegern geschaffene Rutschklemme hinzuweisen, die das Seil durchgleiten läßt, wenn durch das Ausschwenken eines Mastauslegers beim Leitungsbruch ein einseitiger Zug auf die Klemme ausgeübt wird. Eine andere Rutschklemme für Freileitungen für geringere Spannungen kann durch einfache Verstellung eines Bügels für vier oder fünf verschiedene Seilquerschnitte benutzt werden. Auf die neuerdings wieder mehr beachteten Stahlaluminiumseile sei ebenfalls hingewiesen, ebenso auf die neuen Kabelabschlußkonstruktionen bei Einführung von 60 kV-Drehstromkabeln in Schaltanlagen, wie bei Übergang von diesen auf Freileitung. Durch den sog. Spreizkopf-Kabelabschluß wird das Drehstromkabel in drei verbleite Einfachkabel aufgeteilt, die in einpoligen Endverschlüssen endigen. Der Endverschluß zum Übergang von Kabel auf Freileitung hat stehende Anordnung erhalten und ermöglicht es, unter Vermeidung irgendwelcher Verbindungsklemmen usw. die Adern des Kabels bis in die Isolatoren hochzuführen.

Die SSW zeigten auf ihrem Stand eine neuzeitliche Freiluftdurchführung für 200000 V aus Repelit mit einseitigem Porzellanüberwurf als ein Beispiel der hier erforderlichen besonders sorgfältigen Ausführung. Die Durchführung ist nach dem bekannten Kondensatorprinzip mit günstiger Feldverteilung gebaut und hat eine Gesamtlänge von 4620 mm. — Auf dem Stande des Sachsenwerks war ein 220 kV-Trenn-

schalter in Freiluftausführung zu sehen, der mit Eisbrechervorrichtung an den Messerenden eingerichtet ist. Diese besteht in einem federnden Kugelgelenk, durch das beim Ausschalten zunächst eine drehend-schleifende Bewegung zwischen Messerende und Kontakten eingeleitet wird, wodurch etwa anhaftendes Eis abgesprengt wird.

Die Knorr-Bremse A.-G. hatte die Öldruckbremse Bauart Pieper für Klein- und Straßenbahnen ausgestellt, die eine neue Entwicklungsstufe der Druckluftbremse darstellt. Der Bremsdruck wird mittels einer durch Öl abgeschlossenen Luftmenge ausgeübt, die erstmals mit dem erforderlichen Druck durch eine Handpumpe erzeugt wird, so daß kein Motorluftpresser benötigt wird, die äußerst geringen Luftverluste werden gelegentlich ersetzt. Beim Lösen der Bremse werden Druckluft und Öl durch die Wirkung einer Magnetspule wieder auf den ursprünglichen Druck gebracht. Die Firma hat auch neue Motorluftpresser in gedrängter Bauart geschaffen, die gleichzeitig zur Beschaffung der Druckluft zum Sandstreuen, Signalgeben und zum Betätigen der Fangvorrichtung von Straßenbahnfahrzeugen dienen.

Zum Trocknen von Bremssand hatte die Firma Vahldiek & Co., München sehr wirtschaftlich arbeitende Sandtrockenöfen (D. R. P. angem.) erstmalig ausgestellt, die durch Ausbildung einer Feuerung mit Unterwind und besonderem Verbrennungsraum die Verbrennung von Abfallbrennstoffen statt Kohle, wie Rauchkammerlösche, Koksgrus, Schlammkohle usw. zulassen. Der Sandtrockenofen stellt eine Abart des Großraumofens für Rauchkammerlösche dar, der bereits von der DRG zur Beheizung von Lokomotivschuppen, Betriebswerkstätten usw. erprobt worden ist. Bei dem Sandtrockenofen wird der Sand beim Durchlauf zwischen Fülltrichter und Auslauftrichter gleichzeitig selbsttätig gesiebt. Mit dem Ofen läßt sich eine Warmwasserbereitung mit indirekter Beheizung verbinden, wobei der dazu erforderliche Dampf in einem in den Rauchrohren des Ofens angeordneten Wasserrohrsystems erzeugt wird.

Viel Beachtung fand auf der Messe die Getriebe-Modellschau, die der Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (AWF) und der Verein Deutscher Maschinenbauanstalten (VDMA) erstmalig darbot. Der Eisenbahntechniker sah hier wohl manches ihm bekannte Getriebe, insbesondere die für den Diesellokomotivbau wichtigen hydraulischen Getriebe wie das Schwartzkopff-Huwiler- und Lauf-Thoma-Getriebe, die im Werkzeugmaschinenbau verwandten Sturm- und Enorgetriebe, die Reibradgetriebe von Krupp und Escher, Wyss & Co., die Vorlegemotoren der SSW, die Zahnradgetriebe mit elektro-magnetischer Kupplung u. a.

Przygode, Regierungsbaumeister a. D.

## Zweite Internationale Automobilausstellung von Last- und Sonderfahrzeugen in Leipzig.

Der Reichsverband der Automobilindustrie hat seine diesjährige Schau für Lastkraftwagen und Sonderfahrzeuge als Zweite Internationale Ausstellung im Rahmen der Leipziger Großen Technischen Frühjahrsmesse vom 4. bis 14. März dargeboten. Hierzu hatte die Halle 7 einem gigantischen Neubau weichen müssen, der von der M. A. N. Nürnberg ausgeführt wurde und eine stützenlose Halle von etwa 16500 m² Fläche mit 100 m freitragender Spannweite bei 150 m Länge ist. Die Hallendecke liegt 21 m über dem Fußboden und besteht aus sieben großen Oberlichtern.

Die Beteiligung des Auslandes an der Ausstellung war nur schwach und beschränkte sich auf kleine Fahrzeuge für Lasten bis zu zwei Tonnen. Dies ist aber ein Gebiet, dem auch die deutsche Industrie ihre Aufmerksamkeit zugewendet hat, um die Mechanisierung des Kleintransports im Handel und Gewerbe zu fördern. Für Nutzlasten bis zu 500 kg sind neue Vierrad-Fahrgestelle mit vollwertigen Getrieben geschaffen worden, für größere Lasten hat man auf die Fahrgestelle der Personenwagen zurückgegriffen, die im Rahmen und in den Achsen verstärkt wurden, wie es bei Opel, Brennabor, Adler, Elite u. a. geschehen ist. Hierdurch sind Fahrzeuge für 1 und 1½ t Nutzlast entstanden, die mit einem 45 PS-Sechszylindermotor ausgerüstet sind und auf Ballonreifen eine Fahrgeschwindigkeit bis zu 60 km/St. haben. Diese Fahrzeuge sind wegen ihrer hohen Anzugskraft und Elastizität gerade für den Stadtverkehr sehr brauchbar und werden mit den verschiedensten, dem Bedarf sehr gut angepaßten Aufbauten versehen, wobei auch neuerdings die „Kombinationskarosserie“ in Erscheinung tritt, mit der der Wagen bei leichter Umwandlung Werktags der Arbeit, Sonntags dem Vergnügen dient. Die Kastenaufbauten werden auch für den Gebrauch des Handelsreisenden eingerichtet, der mit seinen Reise- und Musterkoffern unter großer Zeitersparnis überall zum Kunden unmittelbar gelangt. Die 1½ t-Fahrgestelle werden ferner zu Omnibus-Aufbauten mit einem Fassungsraum für 13 bis 16 Personen benutzt, die Bädern, Hotels usw. zur Verbindung mit dem Bahnhof dienen und bei geringem erst zu entwickelndem Überlandverkehr sehr gute Dienste leisten. Für den Ausflugverkehr werden sie mit Aufbauten mit zurückrollbarem Verdeck hergerichtet, wobei insbesondere auf den neuen Brennaborwagen für 15 Fahrgäste mit Dreiliter-Sechszylindermotor für etwa 11000 ℳ hinzuweisen ist. Eine interessante Neuheit war hier auch der Frachtomnibus der Phänomenwerke mit preßluftgekühltem 1½-Litermotor, der in Zusammenarbeit mit der Reichspost entworfen worden ist und der Verkraftung der Landpostbestellung dienen soll. Der Aufbau gestattet bei einer Beförderung von etwa 450 kg Gepäck Platz für drei bis vier Personen, so daß geringen Anforderungen an Personenbeförderung auf dem bahnlosen Lande entsprochen werden kann.

Eine weitere in der Entwicklung stehende Wagentype ist der 2½ t-Wagen für Last- und Personenbeförderung mit einem Fassungsvermögen bis etwa 25 Personen. Als Lastwagen ist er insbesondere für die häufige und schnelle Beförderung von Lasten über Land gedacht und steht hier in Wettbewerb mit dem schweren 5 t-Wagen der nicht immer voll ausgenutzt werden kann und nur eine Fahrgeschwindigkeit von etwa 35 km/St. besitzt. Zu erwähnen sind hier u. a. der 2½ t-Hansa-Lloyd-Expreß, der 2½ t-Wagen von Komnick und Magirus, der neue Daimler-Benz-2½ t-Wagen mit 55 PS-Sechszylindermotor und der dreiachsige NAG-2½ t-Wagen. Letzterer ist aus den 1½ t-Wagen dadurch entstanden, daß eine dritte Achse als Tragachse angehängt worden ist. Als Omnibus vermag dieser Typ 24 Personen aufzunehmen, während der Zweiachser-Omnibus für 16 bis 17 Personen bestimmt ist. Über jeder Hinterachse liegt eine Feder. Die inneren Federenden jeder Seite sind über einen wagrecht liegenden Schwinghebel verbunden, so daß Überlastungen und Stöße über beide Achsen ausgeglichen werden. Dieses neue Prinzip im Bau von Dreiachsern wird auch bei schweren Fahrzeugen wie den Omnibussen der ABOAG in Berlin und den 5 t-Lastwagen im Speditionsgewerbe zur Anwendung gelangen. Den Unternehmern wird damit ein Fahrzeug dargeboten, das den gesetzlichen Vorschriften für die Belastung mit 10 t Nutzlast genügt, und damit die Möglichkeit gegeben, ihre Transportmittel wirtschaftlicher als bisher auszunutzen. Bei den bereits laufenden schweren NAG-Lastwagen läßt sich die Tragachse mit einfachen Mitteln einbauen, so daß mit wachsendem Transportbedürfnis der 5 t-Wagen in einen Dreiachser mit erhöhter Fahrgestell-Tragfähigkeit (bis zu 10 t) umgewandelt werden kann. Das Verbindungshebelsystem ist in der Weise angeordnet, daß die

Treibachse stets den für die Adhäsion erforderlichen Druck erhält. Nur bei schwierigen Straßen oder starken Steigungen wird ein Antrieb auf jede Hinterachse erforderlich werden. Entsprechende Fahrzeuge werden auch von der NAG gebaut und sind besonders in den Dreiachsern der Firma Büssing bekannt. Den Weg der Beifügung einer Tragachse zum zweiachsigen Fahrgestell zur Erhöhung seiner Tragfähigkeit hat auch Friedr. Krupp, Essen beschritten, der ein derartiges dreiachsiges Niederrahmen-Fahrgestell für 8 t Nutzlast aus dem 5 t-Wagen entwickelt hat. Für die Hinterachsbelastung sind Ausgleichfedern vorgesehen. Der Antrieb erfolgt durch einen 24/75 PS-Sechszylindermotor mit angeflanschtem Getriebe. Die Abbremsung des schweren Fahrzeuges erfolgt durch eine Sechsrad-Öldruckbremse.

Besondere Beachtung verdienen noch zwei weitere Dreiachser, die auf Anregung der Heeresverwaltung entworfen worden sind und durch ihre Bauart vornehmlich das Befahren schwierigen und unwegsamen Geländes gestatten sollen. Friedr. Krupp zeigte ein dreiachsiges 4 t-Hochrahmen-Fahrgestell, bei dem beide Hinterachsen von einer durchgehenden Cardanwelle mittels Schnecke für jede Achse angetrieben werden und sich der Rahmen mit Winkelhebel auf die Achsbuchsen an jeder Seite abstützt, deren freie Enden auf eine

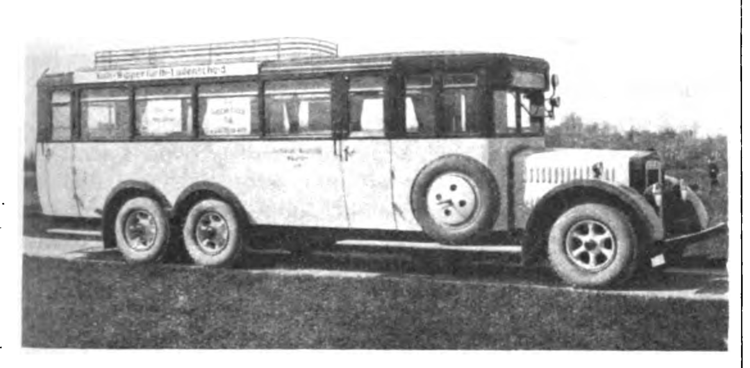


Abb. 1.
Büssing Dreiachser mit Uerdinger Stahlaufbau.

zwischen ihnen liegende und in einem horizontalen Zylinder geführte Spiralfeder einwirken. Die freie Beweglichkeit jedes Rades ist damit gewahrt. Den anderen Dreiachser haben die Mannesmann-Mulag A. G. Aachen geschaffen, bei dem nur eine Hinterachse vorhanden ist, die wie üblich durch Cardanwelle mit Differential angetrieben wird. Von den freien Enden der Ausgleichwellen gehen schwingende Zahnradgetriebe ab, welche die auf Achsschenkeln laufenden vier Räder antreiben. An jeder Fahrgestellseite ist eine umgekehrt liegende Blattfeder angeordnet, an deren Bund der Rahmen aufgehängt ist und die mit ihren Enden auf den Achsschenkeln aufliegt.

Auch die Entwicklung der Fahrgestelle zu 3 und 5 t Nutzlast zeigte Fortschritte. Der Firma Friedr. Krupp ist es gelungen, das Gewicht der fahrbereiten 3 und 5 t-Schnelllastwagen durch ausschließliche Verwendung hochwertiger, auf ihre Eignung sorgfältig geprüfter Werkstoffe auf 3200 bzw. 4300 kg herabzumindern und damit das Eigengewicht der Wagen zur Nutzlast in ein recht günstiges Verhältnis zu bringen. Die Fahrgeschwindigkeit erfuhr eine Steigerung auf 40 bis 45 bzw. 30 bis 35 km/St. Die Dürkoppwerke, Bielefeld haben ein neues 5 t-Hochrahmen- und Niederrahmen-Fahrgestell mit 75/90 PS-Sechszylindermotor und Stirnradnabenantrieb herausgebracht. Zum Vomag-Fahrgestell für Großomnibusse ist auf die eigenartige Konstruktionslösung der Hinterachse als Banjoachse mit nahezu wagrecht angeordnetem Mittelteil hinzuweisen. Das Vorgelege liegt unterhalb des Differentials in einem besonders angeflanschten Gehäuse, um bei starker Senkung des Omnibusfußbodens die erforderliche Bodenfreiheit des Fahrzeuges zu haben. Die Vomag hat zu ihren 80 PS-Vierzylinder und 100 PS-Sechszylinder einen 130 PS-Sechszylinder mit 10,85 dm³ Hubraum geschaffen und damit den z. Z. größten Vergaser-Fahrzeugmotor. Der Motor mit hängenden Ventilen kann auch für Dieselbetrieb eingerichtet werden, eine Universalität, die auch die M. A. N. Nürnberg bei ihrem Vierzylinder-Dieselmotor hat.

Der schnellaufende Fahrzeug-Dieselmotor mit Drehzahlen von 1000 bis 1400 i. d. Min. steht in voller Entwicklung. Außer dem 50 PS-Vierzylinder und 85 PS-Sechszylinder der M. A. N. und dem 70 PS-Sechszylinder der Daimler-Benz war der Zweizylinder Doppelkolbenmotor der Junkers Motorenbau A. G. in einem Henschel-Fahrgestell, der Bosch-Acro-Motor und der Dorner-Motor, der von Max Jüdel, Stahmer, Bruchsal A. G. Werk Georgsmarienhütte gebaut wird, zu sehen. Die seit Jahresfrist im städtischen Betrieb der Stadt Freiburg i. Sa. fahrenden vier M. A. N.-Dieselomnibusse bewähren sich in wirtschaftlicher, wie verkehrstechnischer Hinsicht derart gut, daß jetzt Nachbestellungen erfolgt sind.

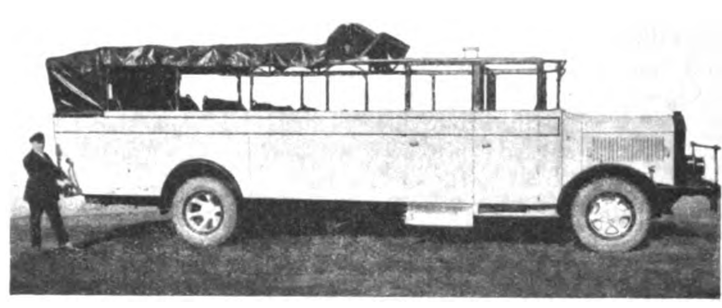


Abb. 2. Aussichtswagen mit Allwetteraufbau von Rembrandt, Delmenhorst.

Auch die Reichspost macht z. Z. mit einem Dieselomnibus in Bayern Versuche.

In der Bereifung der Fahrzeuge ist das Streben nach Verwendung der Luftbereifung stark zu erkennen. Daneben kommt nur noch Hochelastikbereifung in Frage. Die Vierradbremse herrscht vor und wird meist mit Hilfsbetätigung ausgeführt. Neben der Öldruckbremse Lockheed, Bosch-Dewandre-Bremse führt sich die Knorr-Druckluftbremse zunehmend ein, die in letzter Zeit auch für Schlepperzüge Bedeutung gewinnt. Mit Rücksicht auf die geringere Geschwindigkeit und die einfacheren Betriebsverhältnisse des Schleppers erhält aber nur das hintere Räderpaar je einen Bremszylinder, während die Anhänger mit Vierradbremse zur sicheren Abbremsung der den Schlepper angehängten Lasten ausgerüstet werden.

An der Verbesserung der Wechselgetriebe wird gearbeitet. Um hohe Fahrgeschwindigkeiten auszunutzen, ohne daß der Motor schneller laufen muß, hat die Maybach-Motorenbau A. G. ein Schnellganggetriebe geschaffen, das, wie an einem Vomag-Fahrgestell zu sehen war, dem vorhandenen Getriebe angeblockt wird. Als Spezialgetriebe für Städteomnibusse hatte die Zahnradfabrik A. G. Friedrichshafen das für die ABOAG Berlin in Reihenfertigung hergestellte Aboaggetriebe ausgestellt, bei dem ein Verschieben der Zahnräder vermieden wird und zum Gangwechsel nur Klauen geschaltet werden. Als besondere Neuheit brachte die

NAG das Umlaufgetriebe mit elektrischer Schaltung, mit dem bei den schweren Omnibussen das unangenehme Rucken und Lärmen bei Anfahrt und Gangwechsel vermieden werden soll. Bei diesem Getriebe stehen die Umlaufräder mit Zahnrädern in Eingriff, die auf langen Hülsen aufgekeilt sind, die ineinander stecken. An den freien Enden der Hülsen sind Scheiben aus weichem Stahl aufgesetzt, die Ringen mit Magnetwicklung gegenüberliegen. Sobald der eine oder andere Ring erregt wird, wird die betreffende Scheibe festgehalten, und die Übertragung von Motor zur Hinterachse erfolgt unter Mitlauf des festgehaltenen Ganges. Bei unmittelbarem Antrieb von Motor zur Hinterachse läuft das ganze Getriebe um. Der erforderliche Strom wird aus der Licht- und Anlasseranlage entnommen. Für das Festhalten eines Ganges werden etwa 40 Watt benötigt. Die Schaltung der Gänge erfolgt mittels kleiner Hebel, die neben dem Handrad liegen. Da beim Wechseln der Gänge die Drehzahl des Motors beibehalten wird, so ist stets ein großes Beschleunigungsvermögen vorhanden. Auch kann in jedem Augenblick der Fahrt Freilauf hergestellt werden.

Die Omnibus-Aufbauten zeigten wesentliche Fortschritte in der Anordnung wie Ausführung. Hier ist vornehmlich auf die fortschreitende Verwendung der Stahlkarosserie hinzuweisen, die nicht nur mehr bei großen Wagen mit einem Fassungsraum über 30 Personen, (Abb. 1), sondern auch bei einem kleinen Wagen mit 13 Personen auf 1½ t-Daimler-Benz-Fahrgestell in Uerdinger Bauart zu sehen war. Die größere Festigkeit und Lebensdauer der Stahlaufbauten überwiegen hier das geringere Gewicht und den billigeren Preis der Holzkasten. Auch andere Firmen wie die Waggonfabrik Werdau, Gottfried Lindner haben sich dem Bau von Stahlaufbauten zugewendet und auch die Kraftverkehr A. G. des Freistaates Sachsen baut solche in ihrer Waggonfabrik. So hatte sie die Karosserie zu dem „D-Zug der Landstraße" auf einem Büssing Dreiachs-Fahrgestell geliefert, der zwischen Leipzig und Chemnitz verkehren soll. Der 7 m lange Wagenkasten hat Raucher- und Nichtraucherabteil, die durch einen Gang verbunden sind, an dem auf der einen Seite ein Toilettenraum mit Wasserspülung, auf der anderen ein Gepäckraum liegt. Die Sitze bestehen aus bequemen, mit Stoff bezogenen Korbsesseln. Die Entlüftung erfolgt durch Flettner-Rotoren. Einige Fenster sind herablaßbar. Warmluftbeheizung, elektrische Beleuchtung, eine Notbremse, bei deren Betätigung gleichzeitig die Motorzündung ausgeschaltet wird, sind vorhanden. Ein anderer ebenfalls für den „Kraftverkehr Sachsen" bestimmter Großomnibus mit einem Fassungsvermögen für 50 bis 60 Personen auf Vomag-Fahrgestell mit Werdauer Stahlaufbau hatte Mitteleinstieg, der als Neuheit bei mehreren Wagen zu sehen war. Der in der Mitte des Wagens liegende Freiplatz faßt 15 Personen und ist gegen die Sitzabteile durch Querwände mit Schiebetüren, an der rechten Außenseite durch zwei klappbare Drehtüren abgeschlossen. Zunehmender Beliebtheit erfreuen sich auch die Aussichtswagen mit einem Fassungsvermögen bis zu 40 Personen mit Allwetteraufbau, die von Daimler-Benz, Rembrandt-Delmenhorst (Abb. 2) u. a. in sehr schönen Ausführungen ausgestellt waren. Mit Leichtmetallaufbau war nur ein Omnibus für 25 Personen der Dürkoppwerke zu sehen. Das Streben nach Verbilligung der Fahrzeuge trat besonders bei dem Hansa-Lloyd Niederfluromnibus auf Geradrahmen-Fahrgestell mit 22 Sitzplätzen und vier Stehplätzen zutage. Durch Befestigung der Unterzüge, auf denen Einstieg und Seitenwände ruhen, unter dem Fahrgestellrahmen liegt die Fußbodenhöhe bei belastetem Fahrzeug nur 600 mm über der Fahrbahn und die Gesamthöhe des Fahrzeugs ergibt sich trotz einer lichten Höhe des Aufbaues von 1,85 m zu 2,5 m wie bei einem Fahrzeug mit gekröpftem Rahmen. Der Preis des Wagens beträgt 18000 ℳ.

Bei den Lastenzügen zeigten sich Vervollkommnungen in den Kipp-Einrichtungen, Anhängern mit großer Ladefläche, in der durchgehenden Bremse und selbsttätigen Kupplung, wofür die Systeme Meiller und Ahlborn anzuführen sind. Die Zugmaschinen fanden in den Komnick-Kraftschleppern und dem Maffei-Schnellzugwagen mit veränderlichem Hinterachsdruck, Luftbereifung und 50 km/St. Fahrgeschwindigkeit beachtenswerte Vertreter.

Przygode,
Regierungsbaumeister a. D.

Im Anschluß an die vorstehenden Ausführungen geben wir einen kurzen

## Überblick über die Kraftverkehrsverhältnisse und die Kraftverkehrspolitik in Deutschland

sowie die Lage der Reichsbahn gegenüber dem Kraftwagen.

### A. Kraftverkehrsverhältnisse in Deutschland.

Nach einer Veröffentlichung gab es in Deutschland im Jahre 1907 1200 Kraftwagen, vor Kriegsausbruch 9700. Mitte des Jahres 1924 war die Zahl der Personen- und Lastkraftwagen (ohne Motorräder) auf 193000, Mitte 1927 auf 369000 angewachsen. In der Zeit von 1923 bis 1926 ist in Deutschland durchschnittlich jedes Jahr eine Erhöhung eingetreten um:

48% bei der Zahl der leichten Lastkraftwagen
11% bei der Zahl der schweren Lastkraftwagen
32% bei der Zahl der Kraftomnibusse und Kraftdroschken
27% bei der Zahl der Privatautomobile.

Nach der Statistik befinden sich etwa 80% aller Kraftfahrzeuge in Deutschland in Privatbesitz. Als Kraftverkehrs-Großunternehmer treten in Deutschland z. Z. in erster Linie die Reichspost und die großen Kraftverkehrs-Gesellschaften (KVG) — 17 an der Zahl — auf, welch letztere überwiegend mit öffentlichem Kapital gegründet und in der „Kraftverkehr Deutschland G. m. b. H." zu einer Spitzenorganisation vereinigt sind. Die Zahl der Kraftomnibusse für den Überlandverkehr betrug bei der Post im Jahre 1910 130 Stück und am 31. Juli 1927 2714 Stück; die Zahl der Omnibusse der Deutschland G. m. b. H. betrug um die gleiche Zeit (1927) 797 Stück. Die Zahl der beförderten Reisenden betrug im ersten Halbjahr 1927 bei der Post und der Deutschland G. m. b. H. je 21000000 und zwar bei der Post auf etwa 1600 Kraftlinien mit rund 30000 km Streckenlänge und bei dem Kraftverkehr Deutschlands auf etwa 349 Linien mit 6000 km Streckenlänge. Im Güterverkehr leisteten die KVG im ersten Halbjahr 1927 mit 835 Lastkraftwagen 4,2 Millionen Wagen-km (auf 49 Güterlinien von rund 2600 km Streckenlänge und im Vermietgeschäft). Was die vom Lastkraftwagen bewegten Gütermengen betrifft, so scheinen hierüber umfassende bestimmte Zahlen noch nicht gewonnen worden zu sein. Einer Veröffentlichung in der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1928, Seite 258 jedoch ist zu entnehmen, daß im Jahre 1926 der Wettbewerbsanteil des Lastkraftwagens im Güterverkehr mit etwa 2,5% der Beförderungsleistung der Eisenbahn errechnet wurde. (Gesamtgüterverkehr der Reichsbahn 1925 rund 408 Millionen Tonnen, Reichsbahnhandbuch 1927.) In dieser Zahl ist also die nicht unbeträchtliche Menge jener Güter, die überhaupt nie auf der Schiene befördert wurden, noch nicht enthalten. Die Hauptmasse

des Güterverkehrs mittels Lastkraftwagen fällt jedenfalls z. Z. auf den privaten Kraftverkehr im Gegensatz zu den KVG.

In Deutschland wird man zweifellos noch mit einer starken Zunahme der Kraftwagen und Weiterentwicklung des Kraftverkehrs rechnen müssen. Dazu werden wesentlich die Bestrebungen der Typisierung und Rationalisierung in der Industrie, der planmäßige Ausbau des deutschen Straßennetzes und die Herstellung synthetischen Benzins im Inland beitragen. Die Auswirkung des wachsenden Kraftverkehrs auf die übrigen Beförderungsmittel, auf Wirtschaft und Staat, Zivilisation und Kultur sind noch nicht abzusehen. „Wir leben im Zeitalter des Verkehrs." Dieses vor mehr als 20 Jahren gesprochene Wort verwirklicht sich mit ungeheuerer Wucht und Schnelligkeit in Deutschland und auf der ganzen Welt auch im Kraftfahrzeugverkehr.

### B. Kraftverkehrspolitik in Deutschland.

Es ist selbstverständlich, daß sich Länder und Reich des Kraftverkehrs annehmen und annehmen müssen. Das Reich hat nach der Reichsverfassung die prärogierende Gesetzgebung über „.. den Verkehr mit Kraftfahrzeugen zu Lande, zu Wasser und in der Luft, sowie den Bau von Landstraßen, soweit es sich um den allgemeinen Verkehr und um die Landesverteidigung handelt". Bezüglich des Kraftfahrzeugverkehrs zu Lande sind bisher an gesetzgeberischen Maßnahmen seitens des Reiches ergangen die Verordnung betr. Kraftfahrzeuglinien vom 24. Januar 1919 und das die Verordnung ersetzende Kraftfahrliniengesetz vom 26. August 1926, das dem Vernehmen nach in Umarbeitung begriffen sein soll. (Kraftfahrzeuggesetz, Kraftfahrzeug-Verkehrsverordnung und das Kraftfahrzeugsteuergesetz sind der Vollständigkeit halber zu erwähnen.) Der Reichsverkehrsminister als die für die Kraftverkehrspolitik des Reiches verantwortliche Stelle hat zu Beginn dieses Jahres dem Reichstag eine bedeutungsvolle Denkschrift „Die Entwicklung des öffentlichen Kraftwagenverkehrs in Deutschland, insbesondere bei den Kraftverkehrsgesellschaften" vorgelegt. Die bisherige Kraftverkehrslage ist darin mit den Worten gekennzeichnet, daß sich das Kraftfahrlinienwesen — dieses steht naturgemäß im Vordergrund — trotz der großzügigen reichsgesetzlichen Regelung nicht einheitlich entwickelt habe, viele lebensunfähige Gebilde entstanden seien und zeitweise ein planloses Neben- und Gegeneinanderarbeiten aller Verkehrsmittel Platz gegriffen habe. Der Reichsverkehrsminister stellt nunmehr, nachdem eine vertragliche Grundlage des Zusammenarbeitens und der Verständigung zwischen der Reichsbahn und den deutschen Eisenbahnen überhaupt, der Reichspost und den KVG gefunden sei, in den Vordergrund, „das öffentliche Kraftverkehrswesen planmäßig zu organisieren und eine weitere Zersplitterung des Verkehrs zu verhindern". Die Einrichtung des öffentlichen Kraftverkehrswesens soll — neben der Post — geschehen mit den KVG in der Weise, daß sich Reich und Reichsbahn mit Kapital daran maßgebend beteiligen. „Die KVG sehen ihre Hauptaufgabe in der Einrichtung planmäßiger Überlandverkehre mit Kraftfahrzeugen zur Personen- und Güterbeförderung. Sie sind insoweit ebenso wie die Bahn öffentliche Verkehrsunternehmungen, deren Einrichtungen jedermann gemäß ihrer Zweckbestimmung benutzen kann. Die von ihnen betriebenen Kraftfahrlinien sollen in gleicher Weise wie bisher die Kleinbahnen noch nicht erschlossene Gegenden an das große Netz der Reichsbahn und an andere Verkehrsstraßen heranbringen. Sie sollen aber darüber hinaus auch Vorläufer von Bahnen sein und gegebenenfalls sogar die Bahnen ersetzen, wenn die Beförderung der Personen und Güter durch den Kraftwagen schneller oder billiger erfolgen kann als durch die Bahn." Dem gesunden Privatfuhr- und dem Spediteurgewerbe soll nach der Denkschrift durch den öffentlichen Verkehr der KVG nicht Abbruch getan werden.

Es gehört nicht in den Rahmen dieses Aufsatzes, an der Kraftverkehrspolitik des Reiches Kritik zu üben. Nur darauf darf hingewiesen werden, daß die Frage, welche Form der Unternehmung: die privatwirtschaftliche, die staatliche oder allgemein öffentliche oder gemischtwirtschaftliche für den öffentlichen Kraftverkehr, d. h. hier den Kraftlinienverkehr insbesondere, die geeignete ist, wohl noch nicht grundsätzlich geklärt ist.

### C. Lage der Reichsbahn gegenüber dem Kraftwagen.

Es darf heute wohl als herrschende Meinung bezeichnet werden, daß die Reichsbahn, falls sie ihre Kunden und Einnahmen, besonders im Güterverkehr, erhalten und verlorene zurückgewinnen will, auch Kraftwagenverkehre eröffnen muß. Ende des Jahres 1927 waren im ganzen Reichsgebiet 62 Eisenbahnkraftwagenverkehre — davon 35 für den Güterverkehr mit einer Streckenlänge von 1194 km und 27 für den Personen- und gemischten Verkehr mit einer Streckenlänge von 374 km — eingerichtet. Mit diesen wenigen Verkehren ließ sich die Kraftwagenbeförderung natürlich nicht beeinflussen. Ein zu Beginn des Jahres 1927 von der DRG eingesetzter Ausschuß zur Prüfung der einschlägigen Fragen ist zu dem Ergebnis gekommen, daß die Reichsbahn gegenwärtig infolge des Kraftwagenverkehrs einen Ausfall von 255 Millionen ℛℳ jährlich an Einnahmen im Personen- und Güterverkehr habe. Dabei sei der Mehrverkehr, den der Kraftwagen der Reichsbahn im Zubringerdienst und dadurch bringe, daß die Bedürfnisse und Erzeugnisse der Kraftwagenindustrie und des Kraftwagenbetriebes zum großen Teil mit der Reichsbahn befördert werden, bereits berücksichtigt. Für das Jahr 1932 wird der Ausfall auf 400 bis 500 Millionen ℛℳ geschätzt. Der Ausschuß hielt es für erforderlich, daß sich die Reichsbahn selbst auf dem Gebiete des Kraftwagenverkehrs betätigen müsse.

Es fragt sich aber, wie, d. h. in welcher Betriebs- und Verkehrsform und wann, d. h. zu welchem Zeitpunkt Eisenbahnkraftwagenverkehre eingerichtet werden müssen. Diese beiden Fragen sind äußerst schwierig. Die Reichsbahn hat bisher von der Eigenbeschaffung von Kraftwagen zu allgemeinen Beförderungszwecken und vom Eigenbetrieb Abstand genommen. Nach der oben genannten Denkschrift des Reichsverkehrsministers wird sich die Reichsbahn auch künftig der bereits vorhandenen Einrichtungen der Kraftverkehrsgesellschaften bedienen. So nahe an sich der Eigenbetrieb durch die DRG zu liegen scheint, so muß m. E. vom allgemein volkswirtschaftlichen Standpunkt aus diese Einstellung der DRG heute doch als eine äußerst weitsichtige anerkannt werden. In der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1928, Seite 287 sind außerdem noch gewisse Einzelgründe gegen den Eigenbetrieb der DRG angeführt. Von einer Beurteilung der Vergangenheit und der Besprechung der Frage, wann die DRG früher in der Lage gewesen wäre, großzügig einen Eigenbetrieb ein- und durchzuführen, wird hier bewußt abgesehen. Die Art der Beteiligung der Reichsbahn an den KVG ist eine Sache für sich; das bisher getroffene Übereinkommen mit den KVG hat nach dem lesenswerten und wohl auf amtlichen Unterlagen beruhenden Bericht des Eisenbahnkommissars an die Reparationskommission vom 2. Dezember 1927 (Deutschland unter dem Dawesplan) keine recht befriedigenden Ergebnisse gezeitigt und man beabsichtigt, es neu zu gestalten. Es wird wohl nicht zu viel gesagt sein, besonders auch unter Bezugnahme auf die Kritik, die die KVG in Wirtschaftsblättern erfahren haben, wenn man eine gewisse Änderung in der Organisation der KVG erwartet. Nach der Denkschrift wollen Reichsbahn

und Reich zusammen die Anteilsmehrheit bei den KVG erwerben und zwar zunächst bei der Rheinischen Verkehrs-Gesellschaft in Köln und der Hessischen in Frankfurt und im Gebiete dieser Gesellschaften soll dann ein großzügiger Eisenbahnkraftwagenbetrieb aufgebaut werden. Es darf angenommen werden, daß die Reichsbahn die Unterstützung auch der Länder findet. Die Verkehrsform der Eisenbahnkraftwagenbeförderung wird sich nach Möglichkeit den freieren privatwirtschaftlichen Geschäftsgrundsätzen angleichen müssen. Davon wird nicht zuletzt der Erfolg des Eisenbahnkraftwagens abhängen. Für die Frage, in welchem Zeitpunkt ein Eisenbahnkraftwagenverkehr einzurichten ist, läßt sich wohl ein Rezept nicht geben. Beobachtung des Eisenbahnverkehrs, engste Fühlung mit der Wirtschaft, Kenntnis des Straßenausbaues, Zählungen des Landstraßenverkehrs neben Wirtschaftlichkeitsberechnungen werden unerläßlich sein. Als ein Fortschritt vom Standpunkt der Bahn und der Volkswirtschaft muß es jedenfalls in vielen Fällen schon betrachtet werden, wenn es gelingt, mittels eines Eisenbahnkraftwagenverkehrs den Verkehr der Bahn zu erhalten, selbst wenn die Einnahmelage zunächst nicht befriedigend ist.

Das Problem Schienen- oder Kraftwagenbeförderung wird gerade bei der Reichsbahn von der Reparationslast maßgebend beeinflußt. Allein nach den Gesetzen der Wirtschaft scheint es trotz alledem sicher, daß der Kraftwagen sein Teil an der Güter- und Personenbeförderung sich holt. Fängt die Reichsbahn die Welle des Güterverkehrs auf der Landstraße nicht auf, so wird eine weitere Zersplitterung des Verkehrs zum Schaden der Allgemeinwirtschaft und vielleicht der Reichsbahn selbst die Folge sein.

Thoma,
Reichsbahnrat, Nürnberg.

## Zur Organisation der Lokomotivbekohlung.

Von Ing. **J. P. Boezaardt**, Werkstättenvorstand der Niederländischen Eisenbahnen in Zwolle.

Die Lokomotivbekohlung ist aufzufassen als eine Förderaufgabe: Förderung im wagrechten und im lotrechten Sinne. Weil die Eisenbahnen unter den Kohlenverbrauchern eine eigene Stellung einnehmen — erhalten sie doch gleich nach dem Abrollen der Wagen von der Zeche die Verfügung über sie — so ergibt sich, daß die Aufgabe nicht nur die Förderung an der Verwendungsstelle, sondern auch die Zuführung von der Zeche bis an die Bekohlungsanlage umfaßt. In den letzten Jahren ist man auch tatsächlich bemüht, Lösungen der Gesamtaufgabe zu geben. In einem sehr beachtenswerten Aufsatz in der Verkehrstechnischen Woche 1922 Nr. 43—46 von Oberregierungsbaurat Dr. Kommerell wird der Vorschlag gemacht, die Kohlen in Selbstentladern von 50 t Ladegewicht mittelst Sonderzügen den Bekohlungsanlagen zuzuführen und es werden die Umbauarbeiten angegeben, die dabei für einige der am meisten vorkommenden Formen von Bekohlungsanlagen notwendig werden.

Verfasser hatte Veranlassung zu prüfen, inwieweit das im genannten Aufsatz empfohlene Verfahren für die Verhältnisse der Niederländischen Eisenbahnen mit wirtschaftlichem Erfolg sich verwenden ließe. Es hat sich dabei ergeben, daß die Anlagen in Holland, die nirgends über 100—120 t täglichen Kohlenverbrauch hinausgehen meist aber weit darunter bleiben, offenbar nicht groß genug sind, um den Kommerellschen Vorschlag auszuführen. Die Bedingung, hochgelegte Bekohlungsgleise durch die Anlagen zu bauen, erfordert ja Kapitalausgaben, die die Wirtschaftlichkeit für kleinere und mittelgroße Anlagen in Frage stellen. Dazu kommt, daß es in den meisten Fällen schwierig ist, das erhöhte Gleis zweckmäßig an die bestehenden Gleise ohne erhebliche Umbauten anzuschließen. Damit braucht jedoch der Gedanke, sich die Verfügung über die Kohlen von der Zeche ab zu Nutze zu machen, nicht aufgegeben zu werden.

In Glasers Annalen 1924 Seite 24 ist ein kurzer Bericht über die Kohlenverladung der von den großen Zechen an den Rhein-Herne-Kanal geführten Kohlenmengen enthalten. Darnach werden die Kohlen in Kübelwagen befördert und die Kübel (von 7—10 t Inhalt) mittels Portalkranen in das Schiff gestürzt. Es wird dabei ein Kohlenumschlag bis zu 300 t stündlich erreicht. Es liegt nahe zu prüfen, ob dasselbe Verfahren nicht auch für die Versorgung der Lokomotiv-Bekohlungsanlagen verwendet werden könnte. Damit würde bis zu einem gewissen Grade der Vorteil der Selbstentlader unter Vermeidung erhöhter Gleise zu erreichen sein, abgesehen von den weiter unten angegebenen weiteren Vorteilen. Die Abb. 1 und 2 zeigen Kübelwagen mit zwei und drei Kübeln, wie sie von der Firma Both & Tillmann in Dortmund gebaut werden. In Abb. 3a, b und c ist ein Kübel in geöffnetem und geschlossenem Zustand abgebildet. Es ist daraus ersichtlich, daß die Kübel wie ein Greifer in jeder beliebigen Höhe geöffnet und geschlossen werden können.

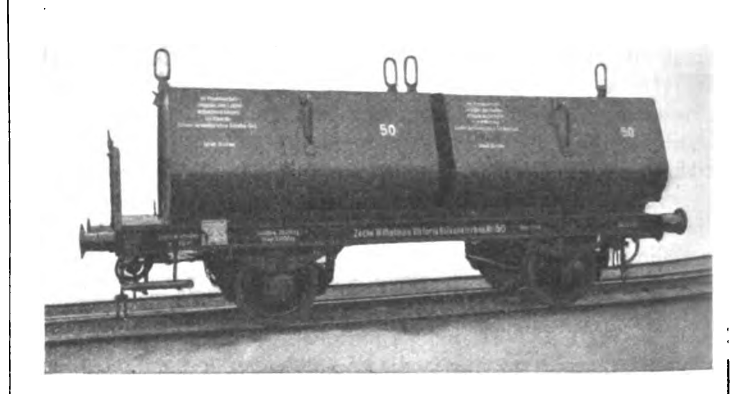



Abb. 1. Kübelwagen mit zwei Kübeln.

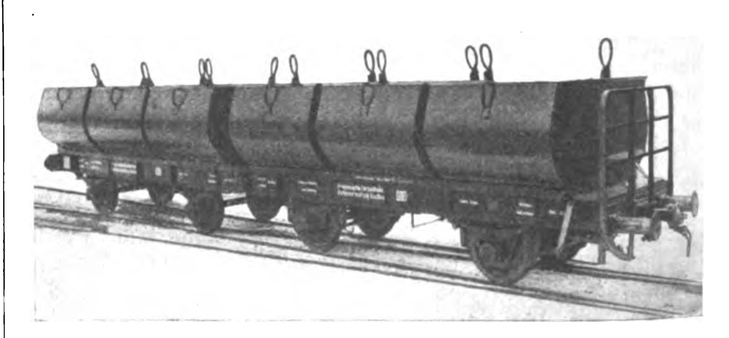
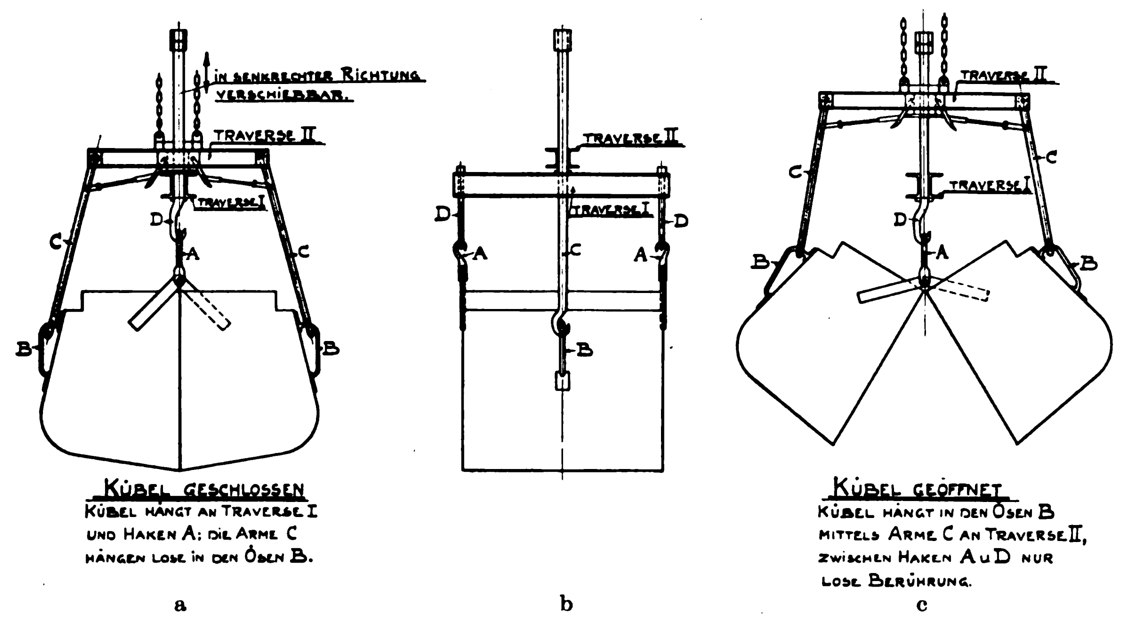


Abb. 2. Kübelwagen mit drei Kübeln.

Eine solche Kohlenbeförderung in Sonderwagen kann nur dann mit Vorteil ausgeführt werden, wenn man die Wagen in größerer Zahl, wenn möglich in geschlossenen Zügen, dem Betriebe zuführen kann. Es müssen dann mehrere Lokomotivbekohlungsanlagen in die Zuführung einbezogen werden. Als Beispiel sei der Fall angenommen, daß eine Zeche in der Südprovinz Limburg die Kohlen für die Bahnhöfe Venlo, Nijmegen, Utrecht D, Utrecht V, Rotterdam-Maas und Rotterdam-Delftsche Poort liefert. In Abb. 4 ist die Lage und die Entfernung dieser Bahnhöfe sowie die tägliche Kohlenausgabe und der Vorrat an Kohlen angegeben. Im gewählten Beispiel müßte täglich ein Zug mit 430—520 t Kohlen von der Zeche abrollen, um die Bahnhöfe zu bedienen. Selbstverständlich

wird man darnach trachten, den Zug mit dem doppelten Ladegewicht oder mehr und für eine größere Anzahl von Bahnhöfen zusammenzustellen. Die Wagen können für 20 t Ladegewicht mit vier Kübeln von 5 t Inhalt gebaut sein. Es werden sich dann im Zug durchschnittlich täglich zwei Wagen für Venlo, vier bis sechs Wagen für Nijmegen, drei bis vier für Arnheim usw. befinden. Die Wagen werden auf den betreffenden Stationen am Zugschluß abgehängt, zur Bekohlungsanlage befördert, geleert und sofort wieder zum Bahnhof gebracht.




a b c

Abb. 3. Das Öffnen und Schließen der an den Kran gehängten Kübel.

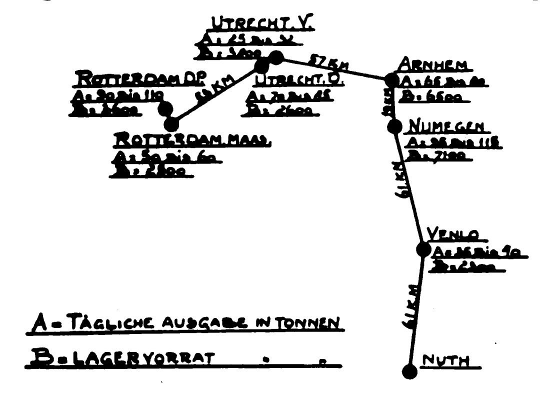



Abb. 4. Streckenplan für einen Kohlenzug.

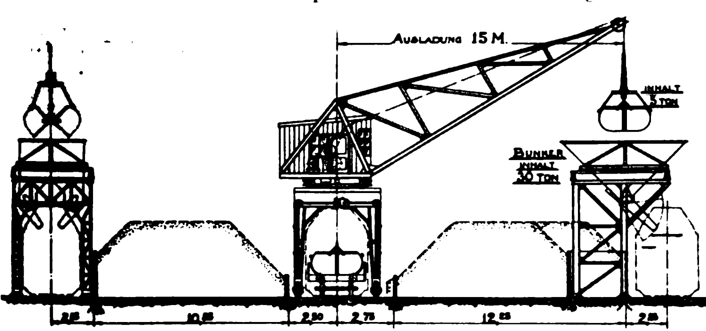



Abb. 5. $7^1/_2$ t-Portalkran zur Entleerung der Kübel in die Bunker.

Was die mechanischen Anlagen für diese Art der Lok-Bekohlung anlangt, so könnte für größere Anlagen ein Portalkran oder eine Verladebrücke für etwa $7\frac{1}{2}$ t Tragkraft gewählt werden, während für die kleineren ein feststehender Drehkran genügt. Abb. 5 zeigt einen Entwurf für einen über dem Bekohlungsgleis in der Mitte des Kohlenbansens laufenden Portalkran. Die Entfernung der Bansenwände ist vergrößert, um das Portalkrangleis verlegen zu können. Die Rangierlokomotive zieht die Kübelwagen unter dem Portalkran durch, der Kran nimmt die Kübel nacheinander auf und entleert sie in Bunker oder in den Bansen. Für ersteren Fall ist angenommen, daß die Bunker ein Fassungsvermögen von etwa 30 t haben und auf Waagen montiert sind. Um zwei Aufstellungsmöglichkeiten der Bunker zu zeigen, ist der linksseitige neben den Bansen über das Lokomotivgleis projektiert, und zwar mit zwei Entladerinnen, der andere ist seitlich des Lokomotivgleises mit einer Entladerinne angegeben.

Abb. 6 stellt einen Entwurf eines feststehenden Drehkrans mit Laufkatze auf dem wagrechten 15 m langen Ausleger dar; mit diesem Kran kann ein Kohlenbansen von 800—1000 t Inhalt noch bestrichen werden. Es ist vorteilhaft, die zugeführten Kohlen sofort in die Bunker zu stürzen. Man erreicht damit, daß der Kohlenumschlag möglichst einfach ist und die Kohlen weniger der Zerkleinerung ausgesetzt sind. Vollständig wird man jedoch auf das Kohlenlager nicht verzichten

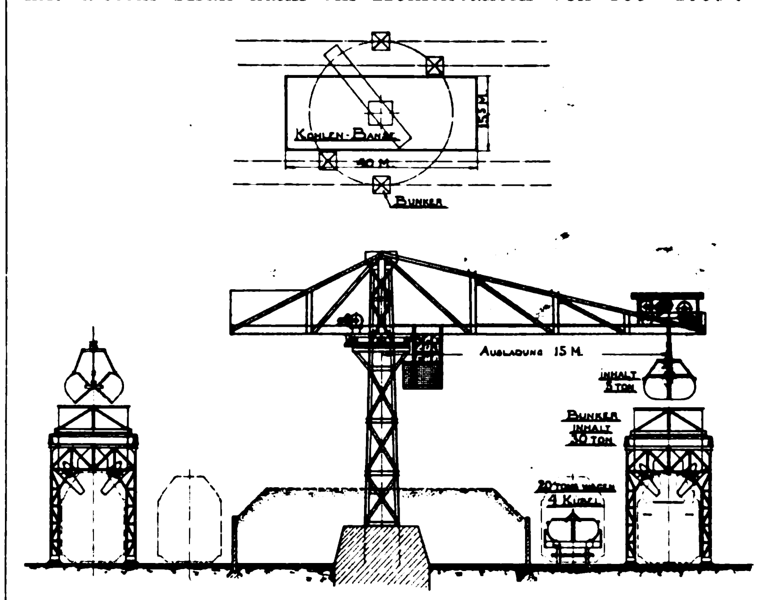



Abb. 6. $7^1/_2$ t-Drehkran zur Entleerung der Kübel in die Bunker.

können wegen der Notwendigkeit einen Vorrat bereitzuhalten, dann auch, weil die Kübel nicht immer vollständig in die Bunker entleert werden können und endlich wegen der Mischung der Kohlen. Die Abgabe vom Kohlenlager bedingt aber Greiferbetrieb neben dem Betrieb mit Kübeln. Es muß also der Kran auch mit Greifer arbeiten können und zwar muß

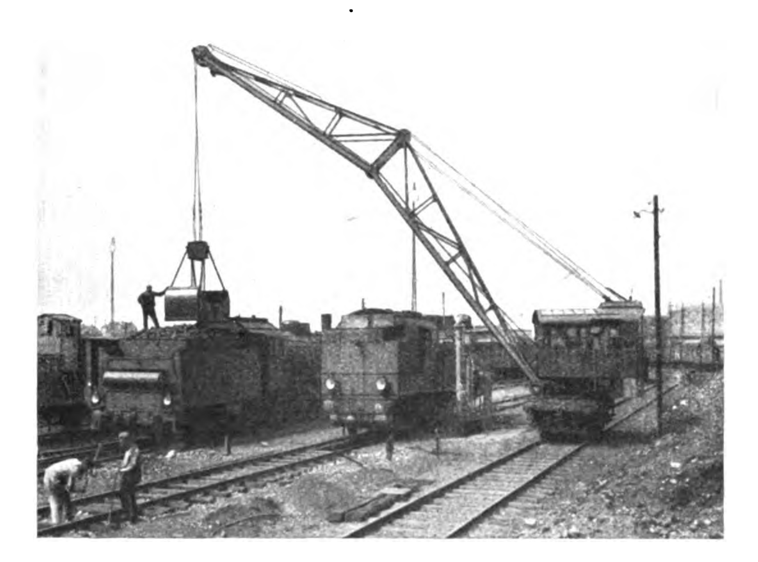


Abb. 7. Einseil-Priestmangreifer.

der Greifer rasch und ohne Schwierigkeiten am Kranseil angebracht werden können. Eine Ausführung dieser Art ist der in Abb. 7 wiedergegebene Einseil-Priestmangreifer, der mittelst Öse in den Kranhaken eingehängt wird. Der Greifer öffnet sich dadurch, daß er auf die Kohlen oder einen festen Gegenstand z. B. ein Balkenpaar, das über den Bunker gelegt

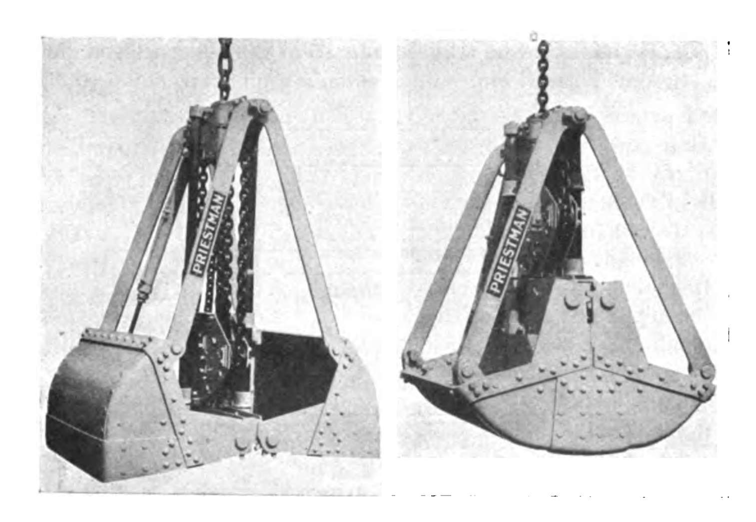



Abb. 8. Wagenkran mit Dieselmotorantrieb.

wird, aufgesetzt wird. Beim Aufsetzen löst sich ein Keil und beim Hochziehen öffnet sich der Greifer. Ein Vorteil dieser Ausführung liegt darin, daß die Fangglocke des gewöhnlichen Einseilgreifers entfällt und der Greifer bei der Bedienung tief gesenkt werden muß, bevor er öffnet. Da die Kranen $7\frac{1}{2}$ t Tragfähigkeit besitzen, können ziemlich schwere Greifer gewählt werden.

Statt eines elektrischen Portal- oder Drehkrans ließe sich auch ein Wagenkran mit Dieselmotorantrieb, wie solche nach Abb. 8 von der Fürst Stolberg-Hütte in Ilsenburg (Harz) gebaut werden, in vielen Fällen sehr gut verwenden.

Die Vorteile des oben beschriebenen Verfahrens der Verwendung von Kübeln und der hilfsweisen Verwendung von Greifern sind: schnelles Entladen der Kohlenwagen, Schonung der Kohlen, beschleunigter Kohlenwagenumlauf.

Selbstverständlich wird am schnellsten gearbeitet, wenn die Kohlen aus den Kübeln gleich in die Bunker gestürzt werden; ein Vergleich der in diesem Falle auszuführenden Kranbewegungen gegenüber der Förderung über das Lager ist im Schaubild Abb. 9 gegeben. Dabei ist angenommen, daß die Kübelwagen während der Entladung nach Bedarf durch die Verschiebelokomotive verstellt werden, der Kran also nur zu heben und zu drehen braucht.

Die Beschaffungskosten der maschinellen Anlagen für die oben angeführten Stationen (fünf Portalkrane von 10—15 m Ausladung, ein Drehkran, $7\frac{1}{2}$ t Tragkraft, Bunker von 30 t) betragen einschl. Fundierung und Verlegen der Gleise etwa 306000 fl. (etwa 510000 ℛℳ).

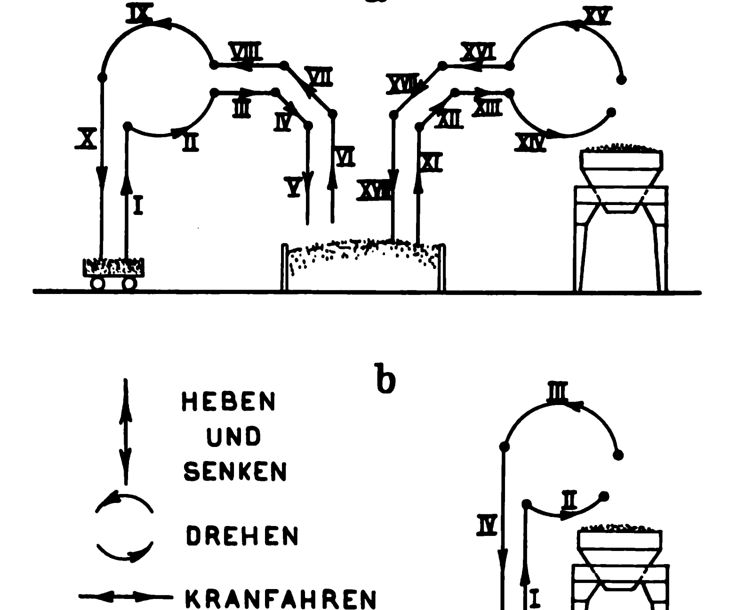



Abb. 9. Vergleich der Kranbewegungen bei Förderung aus den Wagen in die Bunker, mit und ohne Zwischenschaltung eines Lagers (a und b).

Die mittlere Umlaufszeit der Kübelwagen kann auf $2\frac{1}{2}$ Tage festgesetzt werden, so daß $2\frac{1}{2} \times 26$ — einschl. 10% für Ausbesserung — 73 Wagen erforderlich sind.

Die Bedienung des Krans erfordert einen Mann täglich für $\frac{1}{2}$—2 Stunden, wozu bei Kübelentleerung zwei Helfer kommen. Bei den angegebenen Anlagen sind gegenwärtig 58 Mann beschäftigt, während beim vorgeschlagenen Verfahren im ganzen nur noch 16—18 notwendig sind. Es werden also wenigstens 40 Mann eingespart. Wird für einen Kohlenarbeiter unter Berücksichtigung der Zuschläge für Urlaub, Krankheit usw. 2000 fl. eingesetzt, so ergibt sich eine jährliche Einsparung von 80000 fl.

Der Stromverbrauch der z. Z. benutzten Kranen ist 1 kWh je t Kohlen. Für die $7\frac{1}{2}$ t-Kranen ist der Verbrauch höher. Er wurde mit Rücksicht auf die einfachen Bewegungen jedoch nur mit 1,2 kWh angesetzt.

Den Einsparungen stehen also gegenüber:

Mehrausgabe für Strom, mit 3120 fl. veranschlagt, dann 12% für Verzinsung, Abschreibung und Unterhaltung

des oben angeführten Kapitalbetrages, 36720 fl., ergibt zusammen 40000 fl., so daß eine Jahresersparnis von 40000 fl. verbleibt.

Eine weitere Ersparnis ergibt die geringere Umlaufszeit der Kübelwagen, die um zwei Tage ($2\frac{1}{2}$ statt $4\frac{1}{2}$) kürzer ist als bei den jetzt verwendeten Kohlenwagen, da diese häufig auf Entladung warten müssen. Sie kann unter Berücksichtigung der etwas höheren Beschaffungs- und Unterhaltungskosten der Kübelwagen mit 4 fl. für eine Wagenladung also mit $300 \times 26 \times 4 = 31200$ fl. veranschlagt werden. Nicht in Ansatz gebracht ist ferner der Vorteil, der sich aus der rascheren Bekohlung der Lokomotiven durch die Abgabe aus Bunkern ergibt sowie der Vorteil der geringeren Zerbröckelung der Kohlen. Bekannt ist ja, daß jeder Lok.führer Wert darauf legt, daß die Kohlen nicht zu fein sind, weil feiner Brennstoff teilweise unverbrannt in die Rauchkammer gelangt, und weil er stärker genetzt werden muß, wodurch die Wärmeerzeugung beeinträchtigt wird.

# Kabelsuchgeräte.

Von Ing. **Paul Petz,** Maschinenoberkommissär der Österreichischen Bundesbahnen.

Während des Krieges konnte der Festlegung der Kabelwege und der Kabelmarkung nicht die gehörige Aufmerksamkeit gewidmet werden. Insbesondere brachten die vielen in diese Zeit fallenden Gleisumgestaltungen (Gleisverschwenkungen usw.) große Veränderungen, die in den Kabelplänen ungenau oder nicht vermerkt wurden. Dieser Umstand hatte zur Folge, daß später viel Zeit und Mühe zum Aufsuchen der Kabel verwendet werden mußte. Abgesehen von den Betriebsgefahren, die mit den Sucharbeiten stets verbunden waren, haben diese Arbeiten auch bedeutende Kosten verursacht.

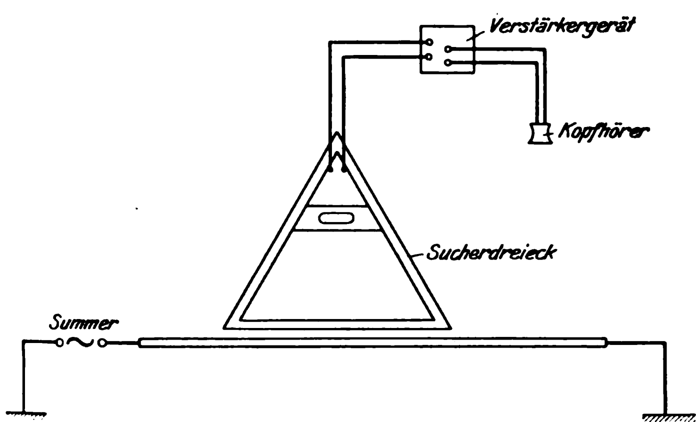



Abb. 1. Anordnung der Geräte für die Kabeltrassenbestimmung.

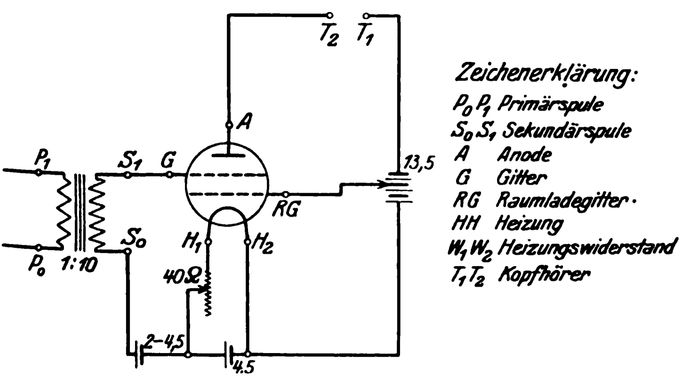



Abb. 2. Schaltbild des Verstärkergerätes.

Die für die Bestimmung des Kabelweges bekannte Sucherdreieckmethode hatte praktisch für die Eisenbahn, wo stets großer Lärm herrscht, keinen Wert. Durch die Beiordnung eines Verstärkergerätes, welches in seiner Zusammenstellung dem Induktionsrahmen angepaßt ist, ist es nun möglich geworden, auch für Bahnkabel solche Ortsbestimmungen leicht durchführen zu können.

Für die Bestimmung der Zugehörigkeit eines Kabels aus einer Gruppe von Kabeln fand sich gleichfalls eine Lösung durch die Konstruktion des Kabelwählers.

### Der Kabelsucher mit Verstärkergerät.

Die Abb. 1 zeigt die Anwendung dieser Einrichtung.

Man führt eine Ader des zu suchenden Kabels an beiden Enden zur Erde. In die Erdung des einen Kabelendes wird die sekundäre Spule eines Summers eingeschaltet. An die Primärseite wird die Gleichstromquelle angeschlossen. Der Induktionsrahmen (Sucherdreieck), ein gleichseitiges Dreieck von 1 m Seitenlänge mit etwa 300 Windungen dünnen Kupferdrahtes (0,4 mm Durchmesser) umwickelt, wird über den vermutlichen Weg geführt. An das Sucherdreieck ist das Verstärkergerät angeschlossen. Mit einem Kopfhörer, der mit dem Verstärkergerät verbunden ist, werden die im Rahmen induzierten Wechselströme abgehorcht. Die größte Tonstärke wird vernommen, wenn die Ebene des Rahmens mit der Richtung und Lage des Kabels übereinstimmt.

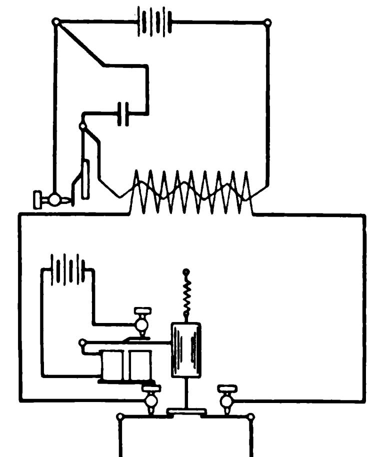


Abb. 3. Schaltbild der Summereinrichtung mit Unterbrecher.

Das Wesentliche der Neuerung ist die Beiordnung des Verstärkergerätes. In der Abb. 2 ist die Schaltung des Verstärkergerätes dargestellt.

Durch die Verwendung einer Zweigitterröhre ist es ermöglicht, die Verstärkereinrichtung in einem kleinen, tragbaren Kästchen ($200 \times 157 \times 223$ mm) unterzubringen. Das Sucherdreieck ist mit dem Gitterkreis der Zweigitterröhre mittels eines Transformators (1:6, 1:8 oder 1:10) gekoppelt. Die Enden der sekundären Wicklung ($S_0 S_1$) werden mit dem Minuspol der Gittervorspannungsbatterie (zwei kleine Trockenelemente zusammen 2,8 Volt oder eine Taschenbatterie 2,8 bis 4,5 Volt) und dem Steuergitter der Röhre verbunden. Die einlangenden Schwingungen steuern den durch die Anodenbatterie betriebenen Anodenstrom, der den Kopfhörer speist. Als Anodenbatterie werden drei Taschenelemente verwendet. Das Raumladegitter, welches die Raumladung zerstreut, ist an 9 Volt gegen den Glühdraht gelegt. Die hierfür nötige Spannung wird vom Pluspol des zweiten Taschenelementes der Anodenbatterie abgezapft. Der Fortfall der Raumladung bewirkt die Verminderung der Anodenspannung. Zur Schonung der Röhre wird der Heizfaden nur auf helle Rotglut gebracht.

In einzelnen Fällen, bei Einfluß von Starkstrom ist es notwendig, die Summertöne besonders zu kennzeichnen. Für diesen Zweck hat sich die in Abb. 3 dargestellte Summereinrichtung mit Unterbrecher als sehr wertvoll erwiesen. Abb. 4 zeigt das Äußere des Verstärkergerätes.

Die praktisch vielfach durchgeführten Erprobungen und Anwendungen haben gezeigt, daß bei Bahnkabelarbeiten, auch bei großem Zuglärm ein Verstärkergerät mit einer Zweigitterröhre vollauf genügt. Es sei noch erwähnt, daß die Erdung des zweiten Endes der Kabelader nicht unbedingt notwendig ist, da Kabelader und Bleimantel als Kondensator den Übergang des sekundären Summerstromes, der ein Wechselstrom ist,

zur Erde vermitteln. Durch die Erdung des zweiten Endes wird erreicht, daß der sekundäre Summerstrom vergrößert wird.

**Der Kabelwähler.**

Aus Abb. 5 ist die Anwendung dieser Einrichtung zu ersehen.

Gleich wie beim Kabelsucher wird auch bei dieser Einrichtung in eine Ader des Kabels (z. B. Kabel $K_1$), dessen Zugehörigkeit gefunden werden soll, ein Summerstrom geleitet. Beide Enden der Kabelader werden geerdet. An der aufgegrabenen Stelle, wo mehrere Kabel ($K_1$, $K_2$, $K_3$ und $K_4$) nebeneinander liegen, wird die Einrichtung mit den Enden (Greifern) über die einzelnen Kabel gehalten. Das gesuchte Kabel ist jenes, in welchem am Kopfhörer, der mit dem Apparat verbunden ist, das Summergeräusch gehört wird. In allen übrigen Kabeln wird überhaupt kein Geräusch vernommen. Sollte ein Geräusch auch in einem anderen Kabel ($K_2$, $K_3$ oder $K_4$) gehört werden, so kann man daraus schließen, daß Adern dieses Kabels geerdet sind. Für die einwandfreie Bestimmung wird also vorausgesetzt, daß die Adern der übrigen Kabel mit der Erde keinen Zusammenhang haben.

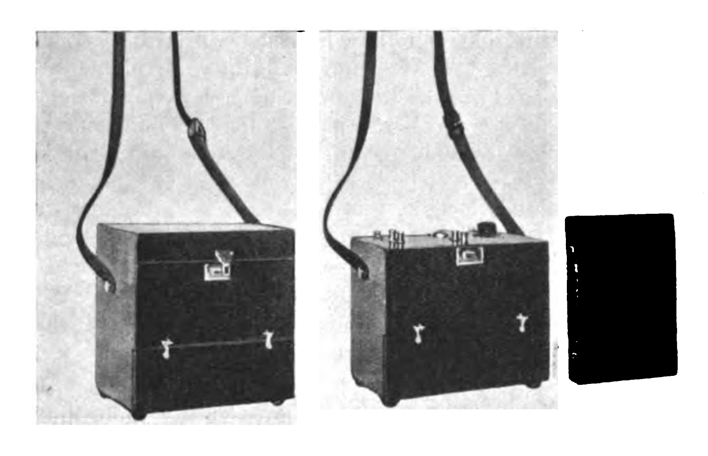


Abb. 4. Das Äußere des Verstärkergerätes.

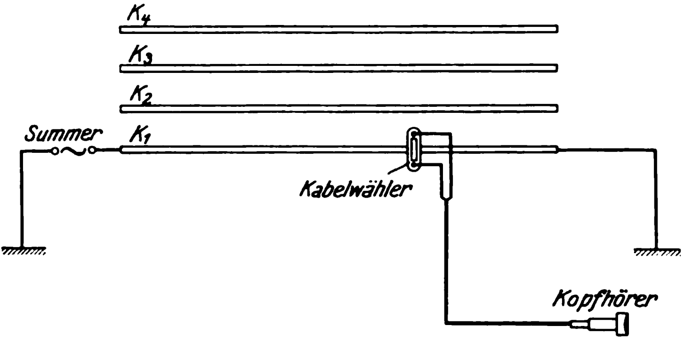



Abb. 5. Anordnung der Geräte für das Auswählen von Kabeln.

Bei Gebrauchnahme soll der Kabelwähler so gehalten werden, daß die Greiferenden und das Kabel in einer Ebene liegen. Es ist unbedingt zu vermeiden, daß die Spulenkörper während der Untersuchung an einem Kabel der Gruppe anliegen. Es empfiehlt sich, bei der Untersuchung die Kabel an der aufgegrabenen Stelle in eine Ebene nebeneinander zu legen.

Die Einrichtung (s. Abb. 6) besteht aus zwei Spulen, mit je einigen tausend Windungen dünnen Kupferdrahtes bewickelt (etwa 40 Ohm pro Spule, Drahtdurchmesser = 0,4 mm), durch welche ein Eisendrahtbündel gezogen ist. Die Spulen und das Drahtbündel sind mit Ringen, Fiberplatten und Distanzschrauben fest miteinander verbunden. Die an der oberen Fiberplatte angebrachten Klemmen dienen zum Anschluß an den Kopfhörer. Das Eisendrahtbündel ist in der Mitte zu einem tragbaren Bügel und an den Enden (den Greifern) gerade geformt.

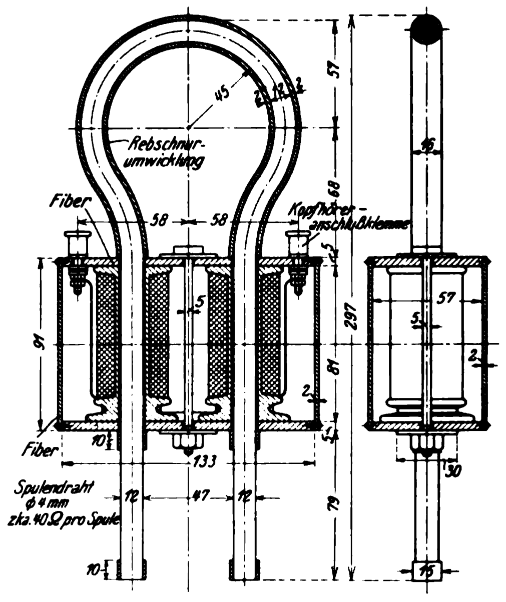



Abb. 6. Kabelwähler (Bauart Petz).

Wesentlich für die richtige Wirkungsweise des Kabelwählers ist die Verbindung der Spulen. Die Erklärung hierfür ist aus Abb. 7 ersichtlich.

Unter der Annahme, daß der anwachsende sekundäre Summerstrom im Kabel vom Beschauer fort, im Bilde nach hinten fließt, wie es das Kreuz im Querschnitt der Kabelader andeutet, ordnen sich die Kraftlinien in kreisförmigen Linien um die Kabelader. Die positive Richtung der Kraftlinien wird bekanntlich so angenommen, daß, wenn man in der Richtung des Stromes (hier also auf das Zeichenblatt) sieht, die Kraftlinien im Uhrzeigersinn verlaufen.

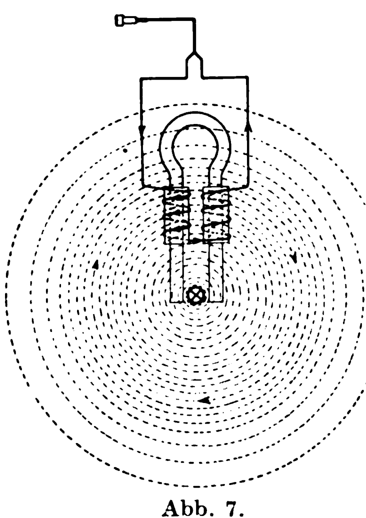


Abb. 7.
Stromverlauf im Kabelwähler.

Bringt man nun zwei Spulen (symmetrisch zum Kabel) in dieses Feld, so werden die Windungen der Spulen bei Zunahme des Stromes von den herausquellenden Kraftlinien geschnitten und dadurch elektromotorische Kräfte in den Windungen der Spulen erzeugt. Die Richtung der in den Spulen induzierten Ströme ergibt sich nach der Rechte-Hand-Regel oder der Faraday'schen Schwimmregel. Die relativen Bewegungsrichtungen der einzelnen Spulen sind entgegengesetzt, es laufen daher in diesen die induzierten Ströme im verkehrten Sinne. Die Verbindung der beiden Spulen muß unter Berücksichtigung der symmetrischen Lage derselben zum Kabel so erfolgen, daß sich die induzierten Ströme addieren. Die elektrische Gesamtspannung der Spulen richtet sich nach der Änderungsgeschwindigkeit des umfaßten magnetischen Flusses (Periodenzahl des Summers).

Werden die nun verbundenen Spulen nicht symmetrisch

zum Kabel gehalten, beide Spulen links oder rechts vom Kabel, so sind die in beiden Spulen induzierten Ströme wegen der gleichen Relativbewegung, gleichgerichtet und heben sich durch die Anordnung der Greifer gegenseitig praktisch auf.

Es ist besonders darauf zu achten, daß als Kern lackierter, geglühter Eisendraht verwendet wird. Die Verwendung dieser Drahtsorte dient zur Vermeidung der Wirbelstromverluste und zur Verminderung der Remanenz und Koerzitivkraft. Ein wahrnehmbarer, verbleibender Magnetismus macht die Einrichtung unbrauchbar. Der Kabelwähler darf daher an eine Stromquelle unmittelbar nicht angeschlossen werden.

Die Kabelsuchgeräte sind schon seit längerer Zeit bei den österreichischen Bundesbahnen eingeführt und haben sich bestens bewährt.

## Rauchgasuntersuchungen bei Lokomotivversuchsfahrten.

Von Dipl.-Ing. **Karl Gartner.**

Die Untersuchung der Rauchgase bei Lokomotivversuchsfahrten ist auf verschiedene Weisen möglich.

Hat man einen Versuchswagen hinter der Lokomotive zur Verfügung, dann kann man das Gas unmittelbar aus der Rauchkammer durch eine allerdings etwas lange Rohrleitung in den Orsatapparat saugen. Will man einzelne Verbrennungsabschnitte besonders sorgfältig untersuchen, dann empfiehlt es sich zwei Gasprüfer anzuwenden, um die Arbeitsgeschwindigkeit zu erhöhen. Dann gibt es in neuerer Zeit die elektrischen Geräte, die allerdings nur CO- und $CO_2$-Gehalt anzeigen und sehr sorgfältiger Wartung bedürfen. Auch handliche kleine Apparate zur Bestimmung der Kohlensäure (Thermoskope) sind auf dem Markt, deren Zuverlässigkeit jedoch meist nicht sehr groß ist.

Weiterhin kann man das Rauchgas während der Fahrt in Behälter aufsammeln und im Laboratorium in aller Ruhe untersuchen.

Während der Erforschung der Verbrennung von Teakholz in Lokomotiven habe ich mir die in Abb. 1 dargestellte Gasflaschenbatterie zusammengestellt, die immer zur Zufriedenheit gearbeitet und mir wertvolle Dienste geleistet hat.

Vier 1 l-Flaschen, wie sie zur Aufbewahrung von Chemikalien dienen, sind in einem Holzgestell, das zum Tragen mit einem Handgriff versehen ist, untergebracht. Durch die durchlochten Gummistöpsel führen die Abzweigungen zweier Kupferrohrleitungen in das Innere der Flaschen; die eine, das Saugrohr c führt bis auf den Boden der Flasche, die andere, das Gaszufuhrrohr d endigt unmittelbar unter dem Stöpsel. In die kurzen Abzweigungen, die aus Gummischlauch bestehen, sind Quetschhähne f eingeschaltet. Wie Abb. 1 zeigt vereinigen sich die beiden Rohrleitungen hinter den Quetschhähnen g und h in einer Tülle i.

Diese Flaschenbatterie wird im Führerhaus z. B. auf dem Klappsitz des Heizers aufgestellt und befestigt.

Zum Ansaugen des Rauchgases dient ein Ansauger l, der sich aus einem mit Füllöffnung und Handgriff versehenen 10 l-Benzinbehälter durch Einlöten von zwei Stutzen, wie Abb. 2 zeigt, herstellen läßt. Dieser wird unterhalb der Batterie aufgestellt und der Stutzen m mit der Tülle i der Flaschenbatterie verbunden, während die Tülle n über einen Quetschhahn an ein ungefähr 1,5 m langes ½″ Gasrohr o angeschlossen wird, das senkrecht am Führerhaus angebracht wird und zur Erzeugung des nötigen Druckunterschiedes dient. Das Entnahmerohr p in der Rauchkammer ist bis ins Führerhaus geführt und wird dort mit dem Anschlußrohr k der Flaschenreihe in Verbindung gebracht. Vor Beginn der Versuche werden die Flaschen und die Rohrleitungen mit einer Sperrflüssigkeit gefüllt, zu der sich am besten Kochsalz oder Chlorkalziumlösung*) eignet. Der Ansauger ist mit Wasser gefüllt.

Öffnet man den Hahn n, so wird das Wasser auslaufen und auf diese Weise Rauchgas, bei geschlossenen Hähnen f und g und geöffnetem h, durch das Entnahmerohr p ansaugen. Hat man die Gewißheit, daß alle Luft aus der Entnahmeleitung q entfernt ist, dann werden die Hähne g und f geöffnet und darnach Hahn h geschlossen, worauf sich Flasche 1 unter Ansaugen von Gas entleert. Ist die Sperrflüssigkeit beinahe bis zum unteren Ende des Saugrohres c ausgelaufen, dann wird die Gaszufuhr unterbrochen. Nach nochmaligem Spülen der Entnahmeleitung sind die weiteren Flaschen unmittelbar zur Füllung bereit.

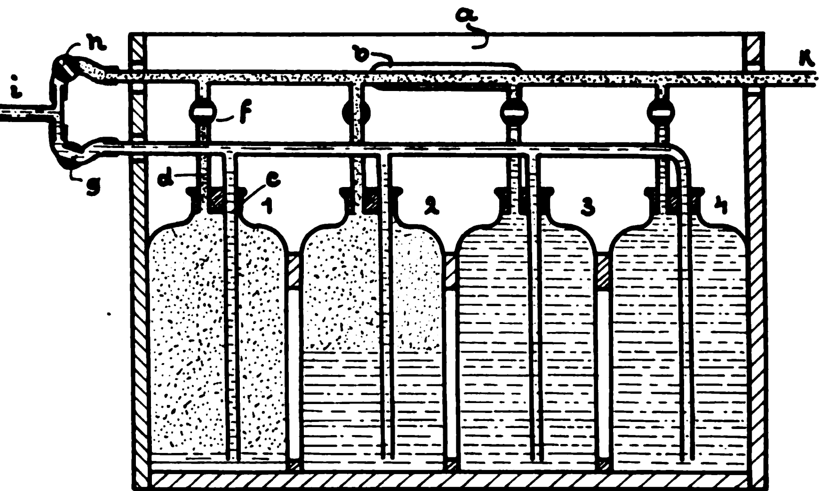


Abb. 1. Gasflaschenbatterie.

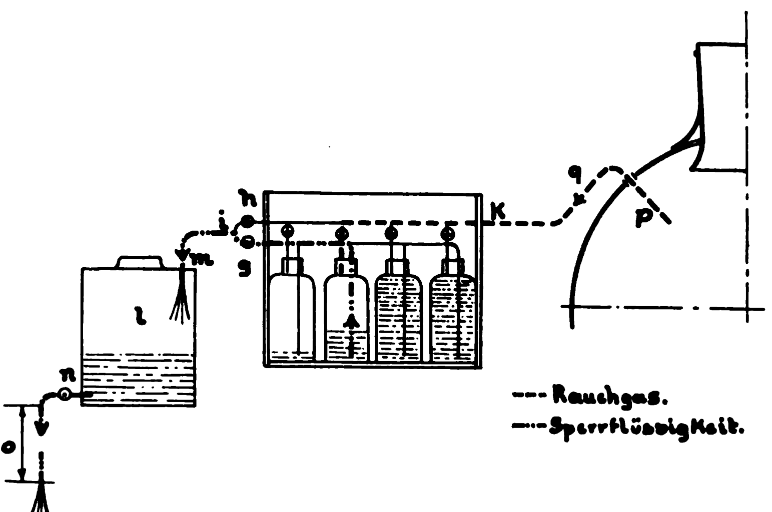


Abb. 2. Versuchsanordnung.

Das Füllen einer Flasche dauert 20—30 Sekunden; man kann somit zwischen zwei Beschickungen, und darauf kam es mir hauptsächlich an, mehrere Gasproben entnehmen und somit einen genauen Verlauf der Verbrennungskurven erhalten. Durch Regelung der Ausflußgeschwindigkeit des Ansaugers ist es auch möglich mittlere Gasproben über eine längere Zeitspanne zu entnehmen. Die Flaschen sind leicht auswechselbar; man ist somit in der Probenzahl je Versuchsfahrt nicht beschränkt.

*) Dipl.-Ing. O. Wolf und Krause: Sperrflüssigkeiten für technische Gasuntersuchungen. Archiv für Wärmewirtschaft, Heft 8, 1927.

Im Laboratorium werden alle Rohrleitungen der Flaschen mit Sperrflüssigkeit gefüllt, dann wird der Orsatapparat bei k angeschlossen, nachdem die ganze Einrichtung die Raumtemperatur angenommen hat, die zweckmäßig etwas über der Gerättemperatur liegen soll, um Unterdruck in den Flaschen zu vermeiden. Das T-Stück i wird entfernt, Hahn h bleibt geschlossen und mit g wird, unter Vermeidung von Luftblasen in der Leitung, ein mit Sperrflüssigkeit gefülltes Gefäß verbunden, das zur Erzeugung des nötigen Druckes für die Überleitung des Gases in den Orsatapparat dient. Der Inhalt einer Flasche reicht zur reichlichen Spülung des Rohrsystems und zur Untersuchung von zwei Gasproben gut aus.

Zur Bedienung der Sammelbatterie genügt ein Mann mit Unterstützung durch einen Helfer, der sich ebenfalls an den nötigen Aufschreibungen beteiligt.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Die ersten Siliciumstahlbrücken der Reichsbahn.

Die erste im Netz der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft mit dem hochwertigen Baustahl „Siliciumstahl" aus dem Boßhardtofen des Lauchhammerwerkes Riesa in Gröditz ausgeführte Eisenbahnbrücke ist die Muldenbrücke bei Döbeln in km 57,6 der Strecke Borsdorf—Coswig. Sie wurde am 11. November 1927 in Betrieb genommen, gehört der Brückenklasse N an und besteht aus Blechträgern mit obenliegender Fahrbahn, die über drei Öffnungen von 27,3—27,9—27,3 m Stützweiten durchlaufen. Der Überbau wurde durch die Mitteldeutsche Stahlwerke A.-G., Lauchhammerwerk Riesa, ausgeführt.

Die erste Eisenbahn-Fachwerkbrücke in Siliciumstahl aus dem Boßhardtofen ist die Geestebrücke in km 186,224 der Strecke Hannover—Bremen—Speckenbüttel. Diese Brücke, die ebenfalls der Brückenklasse N angehört, hat tiefliegende Fahrbahn und Hauptträger in Trapezform von 46,80 m Stützweite. Der Überbau wurde ebenfalls durch das Lauchhammerwerk Riesa ausgeführt.

(Die Reichsbahn 1928, Nr. 10.)

## Lokomotiven und Wagen.

### Der Triebwagenverkehr der Boston- und Maine-Bahn.

Die Boston und Maine Bahn ist mit ihren Einnahmen zum großen Teil auf den Personenverkehr angewiesen; sie hat sich daher auch als eine der ersten Bahnen in Nordamerika dazu entschlossen einen eigenen Kraftomnibusverkehr zu eröffnen, um dem Wettbewerb der Kraftverkehrsgesellschaften zu begegnen*). Daneben hat sich die Bahn aber auch bemüht, den Personenzugfahrplan auf den Schienen noch zu verbessern und zu diesem Zweck in großem Umfang Triebwagenfahrten eingelegt.

Die Bahn besitzt jetzt 24 Benzol-Triebwagen, die auf 60 % der gesamten Netzlänge laufen. Drei von diesen Wagen haben 175 PS-Maschinen, sechs solche von 190 PS, einer eine solche von 225 PS, drei solche von 250 PS und zehn von 275 PS. Ein einziger Wagen hat nur 75 PS; im Gegensatz zu den übrigen Wagen wird ihm kein Anhängewagen beigegeben. 16 Wagen haben elektrische Kraftübertragung, die übrigen acht Getriebeübersetzung. Warmwasserheizung haben 16 Wagen, die übrigen acht haben Luftheizung. Alle Wagen mit Ausnahme von einem besitzen ein Gepäckabteil, einer davon mit 450 kg Tragfähigkeit, sieben mit 900 kg und der Rest mit 1350 kg. Die Größe der Anhängewagen richtet sich nach der Zugkraft des Triebwagens. Sechs Wagen haben besonders leichte Anhänger mit einem Gewicht von 16 bis 18 t, die übrigen können die üblichen Personenwagen von 32 t Gewicht mitführen.

Der ganze Triebwagendienst der Bahn ist nicht viel älter als zwei Jahre. Zunächst wurden nur wenige Wagen von einer Bauart beschafft. Als sich diese bewährten, wurde der Versuch weiter ausgedehnt und eine Reihe weiterer Wagen, und zwar je einer von jeder der bekannteren Bauarten, bezogen und erprobt. Dabei waren mancherlei Schwierigkeiten zu überwinden. Die Öffentlichkeit stand dem neuen Verkehrsmittel zunächst noch mit sehr geteilten Ansichten gegenüber und die Lokomotivbeamten weigerten sich auf den Wagen Dienst zu tun. Die Öffentlichkeit wurde gewonnen, indem man sich bemühte, auf berechtigte Wünsche und Klagen schnell einzugehen und die Abneigung der Beamten schwand bald, als diese erkannten, daß der Triebwagendienst leichter und sauberer war als der Dienst auf der Lokomotive. Von der Öffentlichkeit wurde am übelsten der schlechte Geruch vermerkt, der durch die Abgase der laufenden Maschine während des Stillstandes in dem Wagen entstand. Eine entsprechende Anweisung an die Wagenführer, die Maschine während und kurz vor dem Halten möglichst abzustellen, konnte diesen Mißstand zum größten Teil beheben.

Die Wagen verkehren mit den üblichen Fahrzeiten der Personenzüge. Einzelne sind für Geschwindigkeiten bis zu 108 km/h gebaut; allgemein ist aber die Höchstgeschwindigkeit auf 90 km/h festgelegt. Verschiedene Wagen laufen über Steigungen von 4 ‰. Die 20 Wagen, die gegenwärtig im Dienst stehen legen durchschnittlich je 240 km im Tag zurück; die größte derzeitige Tagesleistung beträgt 390 km. Zur Zeit trägt man sich mit dem Gedanken, auf der Strecke von Boston nach Troy täglich eine Hin- und Rückfahrt einzurichten, was einer Tagesleistung von 620 km entsprechen würde. Im Winter werden alle Wagen mit Schneepflügen ausgerüstet und es hat sich gezeigt, daß die Wagen selbst dann noch verkehren konnten, wenn die Dampfzüge bei Schneetiefen von 20 bis 30 cm stecken blieben. Anfänglich machte es nur Schwierigkeiten, die Wagen bei kaltem Wetter nachts stehen zu lassen, weil das Kühlwasser einzufrieren drohte. Von dem Versuch, das Wasser durch Beimischung von Glyzerin oder Alkohol vor dem Einfrieren zu schützen, ist man aber wieder abgekommen: das Wasser wird jetzt nachts einfach abgelassen und vor Inbetriebnahme wieder aufgefüllt. Auch bei recht heißem Wetter haben sich mit dem Kühlwasser Schwierigkeiten nicht ergeben. Die Boston und Maine Bahn hat auch als erste Bahn zwei ihrer Triebwagen mit selbsttätiger Zugbeeinflussungsvorrichtung ausgerüstet.

Seit die Wagen laufen, haben sich nur wenig Mängel und Betriebsstörungen ergeben, die konstruktive Gründe hatten. Dagegen sind anfänglich eine Reihe von Anständen dadurch hervorgerufen worden, daß die Bedienungsmannschaft noch nicht richtig mit den Wagen umgehen konnte. Nach jeder Fahrt werden die Wagen nachgesehen; es sind täglich etwa vier Stunden für diese Arbeit an jedem Wagen erforderlich, zwei Wagen können also noch von einem Mann durchgesehen werden. Bei besonderen Anlässen, Störungen u. ä. werden den kleinen Betriebswerken weitere Leute von den nächstgelegenen größeren Werkstätten überwiesen. Hauptausbesserungen sind bisher noch nicht angefallen; für sie soll demnächst in einer Hauptwerkstätte eine besondere Abteilung eingerichtet werden.

Mit jedem Wagen wurde ein Satz Ersatzteile angeliefert. Im Betrieb hat es sich dann gezeigt, daß einzelne Teile sehr oft, andere dagegen fast gar nicht gebraucht wurden, und gewisse Änderungen in der Vorhaltung der Ersatzteile ließen sich nicht umgehen.

Die reinen Betriebs- und Unterhaltungskosten sollen bei 13 Wagen im Durchschnitt der letzten 10 Monate je 1,28 ℳ/km betragen haben. Dazu kämen noch 0,30 bis 0,45 ℳ/km für Abschreibung u. ä.; dieser Betrag richtet sich naturgemäß stark nach dem Ausnutzungsgrad des Wagens. Der Brennstoffverbrauch betrug im Durchschnitt einer längeren Betriebszeit und sämtlicher im Dienst befindlicher Wagen 1,8 l für einen Zugkilometer.

R. D.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 20.)

*) Organ 1926, S. 66.



# Elektrische Bahnen; besondere Eisenbahnarten.

## Reichsbahn und Elektrisierung.

Generaldirektor Dr. Dorpmüller der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft hat am 15. März 1928 im Übersee-Club in Hamburg einen Vortrag über „Reichsbahn und Elektrisierung“ gehalten und dabei die Stellungnahme der Deutschen Reichsbahn gegenüber dem Elektrisierungsproblem dargelegt.

Die Dampflokomotive ist eine selbständige bewegliche Kraftanlage und wird deshalb nie ganz entbehrt werden können. Beim elektrischen Betrieb sind die Lokomotiven vom Kraftwerk abhängig. Störungen in der Zentrale können das ganze Netz stilllegen. Dieser Umstand ist auch bedenklich hinsichtlich der Landesverteidigung. Die großen Vorteile des elektrischen Betriebs liegen in der Möglichkeit schnell anzufahren und starke Steigungen leicht zu überwinden. Das rasche Anfahren bringt großen Zeitgewinn, der besonders bei Stadt- und Vorortbahnen die Elektrisierung wirtschaftlich macht. Gegenüber 24 Zügen in der Stunde beim Dampfbetrieb können beim elektrischen Betrieb beim Stadtbahnbetrieb 40 Züge in der Stunde gefahren werden, so daß eine 1½-Minutenfolge möglich ist. Auf Fernstrecken ist elektrischer Betrieb da vorteilhaft, wo starke Steigungen zu überwinden sind und außer dem Personenverkehr noch ein starker Güterverkehr vorhanden ist. In Schlesien war es möglich, die Fahrzeiten der Schnellzüge um 13%, die der Personenzüge um 18% und die der Güterzüge um 29% gegenüber den Fahrzeiten der Dampfzüge zu vermindern. Von München nach Garmisch fahren die Personenzüge 47% schneller als früher. Die kürzeren Fahrzeiten bringen auch eine bessere Ausnutzung der vorhandenen Gleisanlagen mit sich und gestatten, mit einer kleineren Zahl von Lokomotiven und Fahrzeugen auszukommen.

Ein weiterer Vorteil des elektrischen Betriebs liegt in der Möglichkeit, wirtschaftlich arbeitende Triebwagenzüge mit hoher Geschwindigkeit laufen zu lassen. Durch Unterteilung in Ganz-, Halb- und Viertelzüge kann die Zugstärke und damit die aufzuwendende Leistung jeweils den Verkehrsbedürfnissen angepaßt werden. — Die Betriebskosten sind bei elektrischer Zugförderung geringer als beim Dampfbetrieb. Die Erzeugung der Energie aus minderwertigen Brennstoffen im Kraftwerk ist billiger als die Energieerzeugung auf der Dampflokomotive. Durch die einmännige Besetzung der elektrischen Lokomotiven wird viel Personal erspart. — Die Reinlichkeit des elektrischen Betriebs und die Beseitigung der Rauch- und Rußplage bedeuten nicht nur eine Annehmlichkeit für die Reisenden, sondern bringen auch wirtschaftliche Vorteile, da die Eisenkonstruktionen durch die Rauchgase stark angegriffen werden und dadurch hohe Unterhaltungskosten verursachen.

Alle diese geschilderten Vorteile des elektrischen Betriebs könnten zu der Auffassung führen, daß das gesamte Bahnnetz möglichst rasch elektrisiert werden müsse. Dem stehen jedoch, wie Dr. Dorpmüller ausführte, gewichtige Gründe entgegen. Die Hauptschwierigkeit liegt in der Beschaffung billigen Geldes. Bei einem Zinsfuß von 7 bis 8% ist die Elektrisierung mancher Strecke nicht mehr wirtschaftlich, die es unter früheren Verhältnissen bei 3½- und 4 prozentigen Anleihen war. Die Elektrisierung muß zunächst beschränkt werden auf Gebiete, in denen billige Energiequellen zur Verfügung stehen. Dies sind die Kohlenreviere in Mittel- und Westdeutschland und Süddeutschland mit seinen Wasserkräften. Ferner wird man die Elektrisierung dort fortsetzen, wo sie bereits begonnen wurde, denn der elektrische Betrieb wird erst auf langen Strecken wirtschaftlich. Für den elektrischen Ausbau der Strecke Ulm—Stuttgart—Karlsruhe—Kehl muß ein württembergisches Wärmekraftwerk in Dienst gestellt werden, da nicht genug Wasserkräfte verfügbar sind. Ein weiterer Grund, die Elektrisierung des Bahnnetzes nur schrittweise vorzunehmen, ist die noch im Fluß befindliche Entwicklung der elektrischen Betriebsmittel. Die Frage des Lokomotivantriebs ist noch nicht entschieden.

Zum Schluß kam der Generaldirektor noch auf die großen Fortschritte zu sprechen, die der Wettbewerb mit dem elektrischen Betrieb in der Konstruktion der Dampflokomotive hervorgerufen habe. Er gab der Hoffnung Ausdruck, daß dieser edle Wettstreit dem deutschen Eisenbahnwesen goldene Früchte bringen möge.

A. P.

## Elektrischer Zugbetrieb von Görlitz bis Breslau.

Am 28. Januar 1928 wurde der elektrische Zugbetrieb auf der Strecke Königszelt—Breslau in Gegenwart von Vertretern der Behörden, der Industrie und der Presse feierlich eröffnet. Das Netz der elektrisch betriebenen Reichsbahnen in Schlesien erstreckt sich damit von Görlitz bis Breslau.

Als im Jahre 1911 die Einrichtung des elektrischen Zugbetriebes auf den schlesischen Gebirgsbahnen beschlossen wurde, beschränkte man diese zunächst auf die Teilstrecke Lauban—Königszelt und einige Anschlußstrecken. Dieser Streckenbereich wies sehr schwierige Streckenverhältnisse auf und war deshalb für die Erprobung des elektrischen Betriebes ausgewählt. In betrieblicher Hinsicht war er jedoch sehr ungünstig gewählt, da die Endpunkte Lauban und Königszelt bis dahin keine Lokomotivwechselstationen waren. Die Ausdehnung des elektrischen Betriebes bis Görlitz und Breslau erwies sich bald als notwendig. Die Strecke Lauban—Görlitz konnte im Jahre 1923 in den elektrischen Betrieb einbezogen werden, dagegen war es erst im Jahre 1926 möglich mit den Bauarbeiten auf der Strecke Breslau—Königszelt zu beginnen.

Die Strecke Breslau—Görlitz weist Steigungen bis zu 20‰ und Krümmungen bis herab zu 182 m Halbmesser auf. Die elektrische Energie wird vom Reichsbahnkraftwerk Mittelsteine geliefert und mit 80 kV zu den bisher vorhandenen drei Unterwerken Nieder-Salzbrunn, Hirschberg und Lauban übertragen. Die Ausdehnung des elektrischen Betriebes bis Breslau macht die Anlage eines neuen Unterwerkes bei Breslau notwendig. Der Bahnstromverbrauch für das ganze schlesische Netz wird jährlich etwa 60 Millionen kWh betragen.

A. P.

(Zentralblatt f. d. elektr. Zugbetrieb, 1928, H. 2.)

## Die Denkschrift der Österreichischen Bundesbahnen über die Elektrisierung Salzburg—Wien.

Der Entschluß der Österreichischen Bundesbahnen eine Pause in der Elektrisierung ihrer Strecken eintreten zu lassen, hat die Öffentlichkeit stark beschäftigt*) und auch zu Angriffen gegen die Leitung der Bundesbahnen geführt. Von mehreren Seiten wurden Aufstellungen gemacht, die die Darstellung der Bundesbahnen, wonach der elektrische Betrieb auf der Strecke Salzburg—Wien wirtschaftlich nicht gerechtfertigt sei, widerlegen sollten. Der Vorstand der Österreichischen Bundesbahnen hat nun eine Denkschrift**) erscheinen lassen, in der er sein Vorgehen begründet und sich mit den Gegenaufstellungen auseinandersetzt.

Die Denkschrift legt zunächst als Programmpunkt der Bundesbahnen fest, daß zur Zeit von der Elektrisierung der Strecke Salzburg—Wien wegen mangelnder Rentabilität abzusehen ist, daß nach Beendigung der gegenwärtig im Zuge befindlichen Elektrisierungsarbeiten eine Pause in der Elektrisierung einzutreten hat, um unterdessen die Betriebsergebnisse auf den elektrischen Strecken zu beobachten und weitere Studien durchzuführen, und daß während dieser Pause andere dringende Herstellungen, insbesondere die Erneuerung des Oberbaues und des Fahrparkes vorgenommen werden sollen. Sodann wendet sie sich der eingehenden Darlegung des Standpunktes zu, den der Vorstand der Bundesbahnen bezüglich der Entscheidung über die Elektrisierung der Strecke Wien—Salzburg einnimmt. Es wird ausdrücklich festgestellt, daß damit keineswegs zu der Frage Stellung genommen werden soll, ob allgemein die Elektrisierung von Vollbahnen wirtschaftlich empfehlenswert ist oder nicht, da für die allgemeine Frage außer der Rentabilität im engsten Sinn und außer den besonderen technischen und kommerziellen Fragen noch Erwägungen in Betracht kommen, die über den Interessenkreis der betreffenden Bahnverwaltung weit hinausreichen können. Die Bundesbahnen haben der von ihnen hinsichtlich der Elektrisierung Salzburg—Wien gewonnenen Erkenntnis niemals eine Form gegeben, welche als allgemeines Werturteil über die Frage der Bahnelektrisierung angesehen werden könnte, sondern stehen nach wie vor auf dem

*) Organ 1927, Heft 24, Seite 526.

**) Erschienen im Selbstverlag der Österreichischen Bundesbahnen, Januar 1928.

Standpunkt, daß ihre Untersuchung örtlich und zeitlich Begrenztes betrifft. Für die Entscheidung, ob der Betrieb der Strecke Salzburg—Wien in der nächsten Zukunft elektrisch bewerkstelligt werden solle, mußte bei Beachtung verschiedener anderer Umstände die Rentabilitätsfrage als die wichtigste in den Vordergrund treten.

Zur Ermittlung der Rentabilität wurde eine Vergleichsrechnung aufgestellt, in der die zu Lasten oder zu Gunsten der Elektrisierung einzusetzenden Summen ermittelt sind. Es wird zunächst der Kapitalaufwand und der daraus sich ergebende Kapitaldienst für Verzinsung und Tilgung festgestellt und sodann werden die Betriebsersparnisse und Betriebsbelastungen ermittelt. Die Zusammenfassung zeigt folgendes Bild:

| Für Verkehr 1926 + 20%, das sind 2890 Mill. Brutto-tkm und 240000 elektrische Verschiebedienststunden | Zu Gunsten der Elektrisierung S | Zu Lasten der Elektrisierung S |
|---|---|---|
| Kapitaldienst effektiv 16,52 Mill. Schilling rechnungsmäßig | — | 14248000 |
| Unterschied im Aufwand für Betriebsstoffe | — | 736000 |
| Hilfsstoffe | 418000 | — |
| Personal | 3291000 | — |
| Instandhaltung | 2115000 | — |
| Nebenleistung (Unterwerke usw.) | — | 700000 |
| Unbemeßbare Vorteile | 1000000 | — |
| | 6824000 | 15684000 |
| | — | 6824000 |
| Gesamtunterschied zu Lasten der Elektrisierung | — | 8860500 |

In besonderen Anlagen sind die Posten im einzelnen ermittelt und erläutert. Angenommen ist in der Rechnung, daß der Verkehr um 20% des Verkehrs von 1926 gestiegen sei, und daß der Strom von bahnfremden Werken ab Eintritt in das bahneigene Unterwerk gekauft werden muß. Als Strompreis ist der von der „Oweag" angebotene Preis von 7 Groschen (=4,2 Rpf.) für die kWh eingesetzt.

Dieser Rechnung der Bundesbahnen werden nun die Berechnung Dr. Seefehlners*), die zugunsten des elektrischen Betriebes 6,765 Millionen ermittelt und die Rechnung der Elektroindustrie, die zugunsten des elektrischen Betriebes 5,458 Millionen ermittelt, gegenübergestellt. In der Rechnung Dr. Seefehlners wird beanstandet, daß die Anlagekosten zu gering bemessen sind, weil nur fünf statt sechs Unterwerke, zu wenig Lokomotiven, keine Kosten für Wohnhäuser, für Umgestaltung der Fernmeldeanlagen und zu geringe Kosten für Unvorhergesehenes angenommen sind; in den Betriebskosten sind nach Meinung der Bundesbahnen die Posten für Zinsen und Tilgung, Stromkosten und Unterhaltungskosten zu niedrig angesetzt und einige Irrtümer unterlaufen. Ähnlich ist die Sachlage bei der Rechnung der Elektroindustrie, die ebenfalls in ihren Einzelposten untersucht und besprochen wird.

Die Denkschrift betont zum Schluß, daß die sachliche Überprüfung der gegnerischen Rechnungen die Bundesbahnen von der Richtigkeit ihres Entschlusses nur noch mehr überzeugt hätte. Auch Sir Acworth und Dr. Herold hätten in ihrem Bericht an den Generalkommissär des Völkerbundes davon abgeraten die Elektrisierung zur Zeit durchzuführen. Eb.

## Die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Bahnbetriebes der Schweizerischen Bundesbahnen.

Jobin, der Sektionschef bei der Abteilung für die Elektrifikation der Schweizerischen Bundesbahnen, untersucht in ausführlicher Weise die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Bahnbetriebes der Schweizerischen Bundesbahnen und zwar zunächst die Wirtschaftlichkeit des Betriebes im Jahre 1927, wie sie sich nach dem von der Generaldirektion als Beilage zum Budget 1927 gefertigten Bericht darstellt, sodann die Wirtschaftlichkeit im Jahre 1927 unter Ausschaltung der außerordentlichen Verhältnisse und unter Verwertung der heute erzielbaren Vereinfachungen und schließlich die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Bahnbetriebes als Funktion des Verkehrs, des Kohlenpreises und der Energiekosten.

Die Wirtschaftsrechnung der Generaldirektion für das Jahr 1927 weist nach, daß durch die Elektrisierung 38,636 Millionen Frs. Mehrkosten entstanden sind, denen 40,351 Millionen Frs. Ersparnisse gegenüberstehen, so daß der elektrische Betrieb gegenüber einem Dampfbetrieb der gleichen Strecken im Jahre 1927 um 1,715 Millionen Frs. billiger war. Die durch die Elektrisierung verursachten Mehrkosten setzen sich zusammen aus der Verzinsung des zu Lasten der Schweizerischen Bundesbahnen angelegten Kapitals ($5^1/_2$% aus 490 Millionen Frs.), den Rücklagen für Tilgung und Erneuerung, den Personalkosten und den Unterhaltungskosten der elektrischen Anlagen. Die Ersparnisse rühren her aus der Kohlenersparnis in Höhe von 450000 t, den Ersparnissen an Zug-, Fahr- und Depotpersonal, das sich trotz Einführung der achtstündigen Arbeitszeit und eines höheren Verkehres gegenüber 1913 um 270 Köpfe vermindert hat, den verminderten Unterhaltungskosten der elektrischen Lokomotiven (30,24 Cts. je gefahrenen km gegen 35,4 Cts. für Dampflokomotiven, dem Minderverbrauch für Wasser, Schmiermittel, Kohlenwagenmieten, Bahnunterhaltung, und schließlich dem Ausfall an Kapitaldienst aus 50 Millionen Frs. für die Beschaffung der sonst nötig gewesenen Dampflokomotiven.

Diese Wirtschaftlichkeitsrechnung wird nun nochmals aufgestellt unter Berücksichtigung der Umstände, daß die Elektrisierung zum Teil in einer Zeit außerordentlicher Teuerung durchgeführt wurde und daß inzwischen die Erfahrung sowohl im Bau der Kraftwerke und Unterwerke als auch im Bau der Fahrleitungen Vereinfachungen und damit Verbilligung mit sich brachte. Darnach wären als Anlagekapital statt 490 Millionen Frs. nur 430 Millionen Frs. einzusetzen, so daß die durch die Elektrisierung verursachten Mehrkosten zu 36,925 Millionen Frs. sich errechnen. Andererseits erhöhen sich die durch die Elektrisierung erzielten Ersparnisse von 40,351 Millionen Frs. auf 45,225 Millionen Frs., so daß sich zugunsten des elektrischen Betriebes eine jährliche Ersparnis von 8,3 Millionen Frs. errechnet. Die Ersparnisse werden deshalb höher, weil der elektrische Betrieb für die Herstellung eines vollständig neuzeitlichen Schwachstromnetzes nur anteilmäßig zu belasten ist und weil an Stelle des oben angenommenen Kapitales von 50 Millionen Frs. für Dampflokomotiven tatsächlich mit einem solchen von 100 Millionen Frs. gerechnet werden muß. Es ist dabei angenommen, daß 80 elektrische Triebfahrzeuge 100 Dampflokomotiven ersetzen. Diese so umgestellte Wirtschaftlichkeitsrechnung ergibt, daß, bei Kostengleichheit des elektrischen und des Dampfbetriebes, das den heutigen Verhältnissen angepaßte Mehrkapital von 330 Millionen Frs. mit 8% verzinst werden kann. Die auf Grund der bisherigen Erfahrungen der Schweizerischen Bundesbahnen erstellte Wirtschaftlichkeitsrechnung wird nun weiter dazu benutzt die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Bahnbetriebes als Funktion des Verkehrs, des Kohlenpreises und der Energiekosten darzustellen. Dabei wird angenommen, daß das in den Triebfahrzeugen angelegte Kapital und die Ersparnisse an Betriebskosten sich proportional mit dem Verkehr ändern.

Für vier verschiedene Verkehrswerte, gemessen in tkm je Bahnkilometer, werden das zur Elektrisierung erforderliche Mehrkapital und dessen Verzinsung errechnet und zwar unter Annahme eines Kohlenpreises von 30 Frs./t und von 38 Frs./t und verschiedenen Strompreisen. In vier Schaubildern werden die Ergebnisse dieser Rechnung dargestellt. Die Kurvenscharen lassen deutlich erkennen, daß mit steigendem Verkehr das Anlagekapital nur langsam, die Verzinsung dieses Kapitals dagegen sehr rasch ansteigt. Eb.

(Schweizerische Bauzeitung Nr. 5 und 6, 1928.)

*) Seefehlner, Elektrotechnik und Maschinenbau, 11. Dezember 1927.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.



# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 15. Mai 1928 | Heft 10


## Wirtschaftlichkeit und Zweckmäßigkeit des maschinellen Gleisumbaus.


Von Dr. Ing. **Jos. Heinr. Müller**, Reichsbahnrat, Vorstand des Reichsbahnbetriebsamts 1 Elberfeld.


### Erster Teil: Allgemeiner Überblick.

Seit einigen Jahren ist man bestrebt, maschinelles Großgerät auch beim Gleisumbau im Betriebe befindlicher Strecken anzuwenden mit dem Ziel, die Arbeit zu verbilligen und zu beschleunigen. Diese Bestrebungen sind aus dem Versuchsstadium noch nicht herausgetreten. Mehr als allgemeine Beschreibungen mit einzelnen Angaben über Aufwand und Leistung sind in Büchern und Zeitschriften noch nicht zu finden; jedenfalls fehlen ausführliche Wirtschaftlichkeitsberechnungen von abgeschlossenen, mit den verschiedenen Umbauverfahren durchgeführten Arbeiten. Solche Unterlagen sind aber notwendig, will man allmählich zu einem Urteil über Wert und Unwert der vorgeschlagenen Verfahren kommen. Im folgenden ist der Versuch gemacht, eine derartige Arbeit einer genaueren Untersuchung zu unterziehen.

Eine kritische Beurteilung wird sich in zwei Richtungen bewegen müssen:

1. Werden nennenswerte Ersparnisse erzielt?
2. Werden die störenden Einwirkungen des Umbaues auf den Betrieb vermindert?

Jede dieser Wirkungen für sich kann im Einzelfalle entscheidend für die Wahl des einen oder anderen Verfahrens sein. Aber nur diejenigen maschinellen Hilfsmittel werden Anspruch auf allgemeine Einführung erheben können, die vielseitig genug anwendbar sind, um dauernd wirtschaftlichen Vorteil und Erleichterung für den Betrieb bieten zu können.

Wesensmerkmal für die maschinelle Arbeitsweise ist die Leistungssteigerung. Eine solche Leistungssteigerung wird beim Gleisumbau auf Betriebsstrecken in den meisten Fällen gleichbedeutend sein mit stärkerer Beeinträchtigung des Betriebes durch den Umbau. Die beiden Forderungen: Ersparnis und Betriebserleichterung scheinen demnach sich gegenseitig auszuschließen. Aber doch nur scheinbar. Es ist das Verdienst des Vizepräsidenten Niemann, neuerdings nachdrücklich darauf hingewiesen zu haben, daß auch ein vorübergehend scharfer Eingriff in den Betrieb letzten Endes dem Betrieb zum Vorteil gereichen kann, wenn es dadurch gelingt, den Umbau rascher und besser durchzuführen (vgl. V.W. 1927, Heft 8, Seite 85—88). Ein Umbau im Großbetrieb kann nicht durchgeführt werden, wenn nicht der Betrieb ein verständnisvolles Entgegenkommen beweist. Nur hierdurch eröffnet sich dem Bau überhaupt erst die Möglichkeit, Großgeräte beim Gleisumbau anzuwenden, und damit die Möglichkeit, schneller, billiger und besser zu bauen.

Im Frühjahr 1927 sind im Bezirk der Reichsbahndirektion Elberfeld, Betriebsamt 1 Elberfeld Umbauarbeiten mit maschinellen Hilfsmitteln durchgeführt worden, die sowohl bezüglich des finanziellen Ergebnisses, als auch bezüglich der Auswirkung auf den Betrieb bemerkenswert sein dürften.

Für den Umbau standen zur Verfügung:

1 Kran zum Aus- und Einbau der Gleisjoche,
1 Egge zum Aufreißen der Bettung,
1 Motorwalze zum Festwalzen von Planum und Bettung,
15 Kleinschlagentladewagen mit 20t Fassungsvermögen.

Es ist dabei Gelegenheit genommen worden, durch eingehende Aufschreibungen über Aufwand und Leistung die Unterlagen zu gewinnen, die für eine abwägende Betrachtung über den Wert der angewandten Umbauweise nötig sind. Mangels hinreichender Unterlagen über Ergebnisse anderer maschineller Umbauarten ist ein unmittelbarer Vergleich noch nicht möglich. Der Versuch einer Beurteilung des angewandten Verfahrens muß sich deshalb darauf beschränken, die Ergebnisse der Berechnung mit Erfahrungswerten der bisherigen Umbauweise von Hand zu vergleichen. Es bietet sich auch Gelegenheit, Unzweckmäßigkeiten und Fehler zu erkennen, und die Wege zu ihrer künftigen Vermeidung zu zeigen. Vergleichsberechnungen geben einen Anhalt dafür, wo die Hauptvorteile der einzelnen maschinellen Hilfsmittel zu suchen sind.

Vielleicht wirken die Mitteilungen anregend, so daß auch über andere Umbauweisen mit Großgeräten entsprechende Werte bekanntgegeben werden, um dann einen unmittelbaren Vergleich zu ermöglichen.

#### Betriebliche Grundlagen des Umbauplanes.

Der Jahresplan 1927 der Reichsbahndirektion Elberfeld brachte für die Strecke $\frac{\text{Hamm}}{\text{Soest}}$—Hagen—Elberfeld—$\frac{\text{Düsseldorf}}{\text{Köln}}$ eine größere Anzahl Umbaustellen. Für den gesamten Umbauplan hatte der Betrieb deshalb die Forderung gestellt, daß im Zuge dieser Schnellzugstrecke in jedem Gleis nur eine bestimmte Anzahl Langsamfahrstellen gleichzeitig vorhanden sein dürfe, die während der Hauptreisezeit Juni bis August noch besonders beschränkt werden mußte. Die Durchführung des umfangreichen Bauprogrammes und die Erfüllung dieser Forderung des Betriebes wären unvereinbar gewesen, wenn für den Gleisumbau auf allen Umbaustellen die bei gewöhnlicher Umbauweise erforderliche Zeit benötigt worden wäre. Man entschloß sich deshalb, möglichst solche Umbauweisen anzuwenden, die beschleunigend wirken konnten. Eine Gelegenheit hierzu war im Wuppertal gegeben, wo die viergleisige Strecke besonders leicht die Möglichkeit bot, Betriebspausen zu schaffen, die eine Verwendung maschineller Hilfsmittel gestattete. Das war um so mehr geboten, weil hier mit umfangreicher Bettungserneuerung zu rechnen war, die bei gewöhnlicher Umbauweise die Arbeiten besonders langwierig gemacht hätte. Man entschloß sich also, die im Bezirk der Reichsbahndirektion Elberfeld bereits erprobte Umbauweise mit Kran durchzuführen (vgl. Reichsbahnoberrat Bach „Gleisumlegung mit maschinellen Hilfsmitteln", Organ 1927, Heft 4, Seite 57—68).

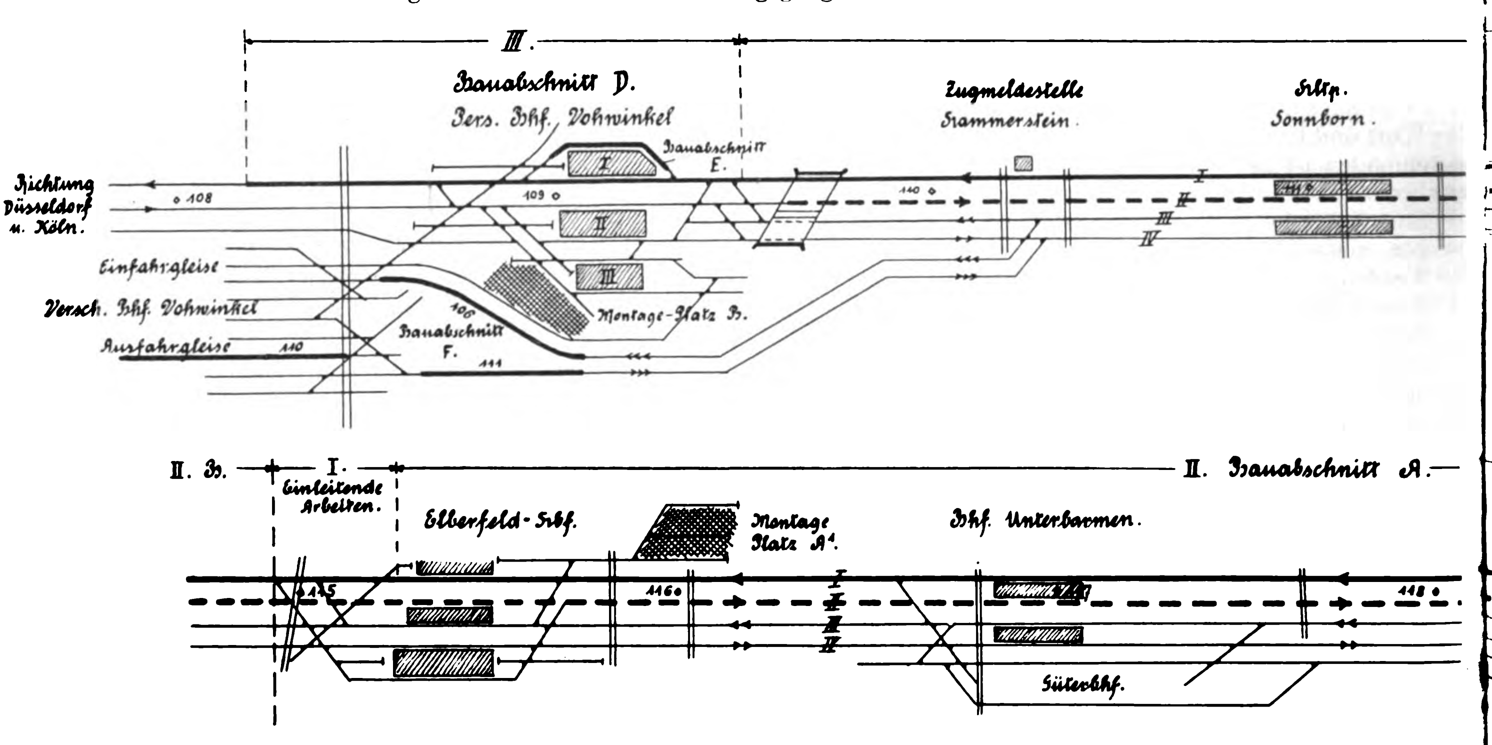
Umzubauen war das Hauptgleis I von Barmen-Rittershausen bis Vohwinkel (vergl. Textabbildung). Die genaue Durcharbeitung des Betriebsplanes der viergleisigen Strecke für die Umbauzeit ließ bald erkennen, daß nicht nur längere zusammenhängende Pausen zur Verfügung gestellt werden konnten, sondern daß es bei Anwendung gewisser betrieblicher Maßnahmen auch möglich war, das umzubauende Gleis vollständig zu sperren und auch im Nachbargleis — Hauptgleis II — die für den Bauzugbetrieb erforderlichen Zugpausen zu schaffen. Nachdem so die betriebliche Grundlage für eine Arbeitsmöglichkeit mit Großgerät gegeben war, wurde weiter beschlossen, außer einer gründlichen Bettungserneuerung auch eine durchgreifende Ausbesserung des Unterbaus durchzuführen und einzelne im Zuge der Strecke liegende undichte

Bauwerke in Ordnung zu bringen. Hier liegt also ein treffendes Beipsiel dafür vor, wie gegenseitiges Entgegenkommen zwischen Betrieb und Bau fördernd wirken kann; und der Erfolg der Arbeit zeigt, daß beide nur Vorteile, und zwar wesentliche Vorteile davon gehabt haben.

Betriebstechnisch ist für die Beurteilung der Sachlage folgendes zu wissen nötig:

Die viergleisige Strecke durchzieht das dichtbebaute Wuppertal von Barmen-Rittershausen bis Vohwinkel. Es herrscht Linienbetrieb. Das Gleispaar I/II dient im wesentlichen dem Schnell- und Eilzugverkehr, Gleis III und IV dem Personen- und Güterzugverkehr. Im Winterfahrplan 1926/27 lagen auf den vier Gleisen 210 Zugfahrten; im Sommerfahrplan 1927 war mit 253 Zugfahrten zu rechnen. Die Außerbetriebsetzung des Umbaugleises war nur möglich, wenn sichergestellt war, daß zum Fahrplanwechsel am 15. Mai die 10,78 km lange Strecke zwischen Rittershausen und Vohwinkel mit ihren vier Gleisen wieder voll betriebsfähig war. Dazwischen mußten nur in einem Falle mußte bei einem Zuge von untergeordneter Bedeutung auf neun Minuten gegangen werden. Die Fahrgäste haben von der Maßnahme so gut wie nichts gemerkt.

Gegen Verspätungen von außerhalb war dieser gespannte Umbaufahrplan naturgemäß außerordentlich empfindlich. Die Anfangsbahnhöfe der jeweiligen Umbaustrecke (Rittershausen. Elberfeld Hbf. und Vohwinkel) hatten die Aufgabe, die Züge richtig einzufädeln, eine Aufgabe, die hohe Anforderungen an die Umsicht der Fahrdienstleiter dieser Bahnhöfe stellte. Die ursprüngliche Absicht, diese Stellen durch eine Oberaufsicht zu verstärken, hat sich als unnötig erwiesen; dem Fahrdienstleiter wurde lediglich eine Hilfskraft zur Durchführung der Ferngespräche beigegeben, die zur ständigen und rechtzeitigen Erkundung des Zuglaufs in erhöhter Zahl nötig wurden. Diese Hilfskraft hatte auch die Aufgabe, genaue Nachweisungen über die einzelnen Verspätungen und ihre Begründung zu führen. Auf das Ergebnis wird später noch besonders eingegangen werden.




auch während des Osterverkehrs alle vier Gleise ohne Langsamfahrstellen dem Betrieb überlassen werden. Weiter war die Bedingung gestellt, daß der Umbau der 12,8 km langen Gesamtstrecke bis zum Einsetzen des eigentlichen Sommerverkehrs, und zwar bis 31. Mai (vor Pfingsten) vollendet sein müsse.

Maschinell umgebaut wurde nur in den beiden Bauabschnitten A und B der viergleisigen Strecke (vgl. Lageplan). Das umzubauende Gleis I wurde vollständig außer Betrieb gesetzt; das Gegengleis II wurde vormittags 4½ Stunden und nachmittags 2½ Stunden gesperrt. Der Betriebsplan war so aufgestellt, daß grundsätzlich nicht „auf falschem Gleis" gefahren zu werden brauchte; die verlegten Züge benutzten richtungsrecht die Gleise III und IV. Die Zusammenlegung auf drei, zeitweise sogar auf nur zwei Gleise wurde dadurch möglich gemacht, daß Züge, die sich behinderten, unter Berücksichtigung ihrer Rangordnung planmäßig später gelegt wurden. So wurde erreicht, daß im öffentlichen Fahrplan nichts geändert zu werden brauchte; lediglich über geänderte Bahnsteigbenutzung wurden an den Aushängen Deckblätter vorübergehend vorgeheftet. Die planmäßige Späterlegung bewegte sich im allgemeinen zwischen zwei und fünf Minuten;

Betriebserschwerend wirkte der Umstand, daß fast alle für die Aufstellung der Bauzüge verfügbaren Nebengleise nur durch Kreuzung der stark besetzten Hauptgleise III und IV zu erreichen waren. Bei dem großen Umfang des Bauzugbetriebes spielte dieser Umstand eine wesentliche Rolle für die Durchführung der Arbeiten und stellte auch an die Zwischenbahnhöfe Elberfeld-Steinbeck, Barmen Hbf. und Unterbarmen große Anforderungen.

Besonderer Nachdruck wurde auf die beschleunigte Abfertigung der Züge an den Bahnsteigen gelegt. Aufsichtsbeamte. Pförtner und Zugbegleitbedienstete waren entsprechend angewiesen. Auch für Expreßgut und Post waren besondere Anordnungen zur Beschleunigung des Aus- und Einladens gegeben worden. Die schnelle Abfertigung der Züge wurde scharf überwacht.

Dieser Umbaubetrieb hat sich im großen und ganzen glatt abgewickelt. Bedeutendere Störungen sind nicht aufgetreten. Näheres siehe später.

**Kennzeichnung der ausgeführten Umbauarbeiten.**

Über Art und Umfang, sowie über die Gruppierung der ausgeführten Arbeiten folgender kurzer Überblick:



Das Hauptgleis I wurde von Oberbauform 15^c in Reichs-oberbau B 49 $\frac{B_v + 22\,\varepsilon}{15}$ umgebaut und zwar von km 121,5—10 bis km 108,1—80, das sind nach Abzug einiger nicht mit umgebauten Weichen

12,80 km Hauptgleis.

Im Zusammenhang hiermit wurden durch sofortige Wiederverwendung der zum Teil noch gut erhaltenen altbrauchbaren Oberbaustoffe weitere

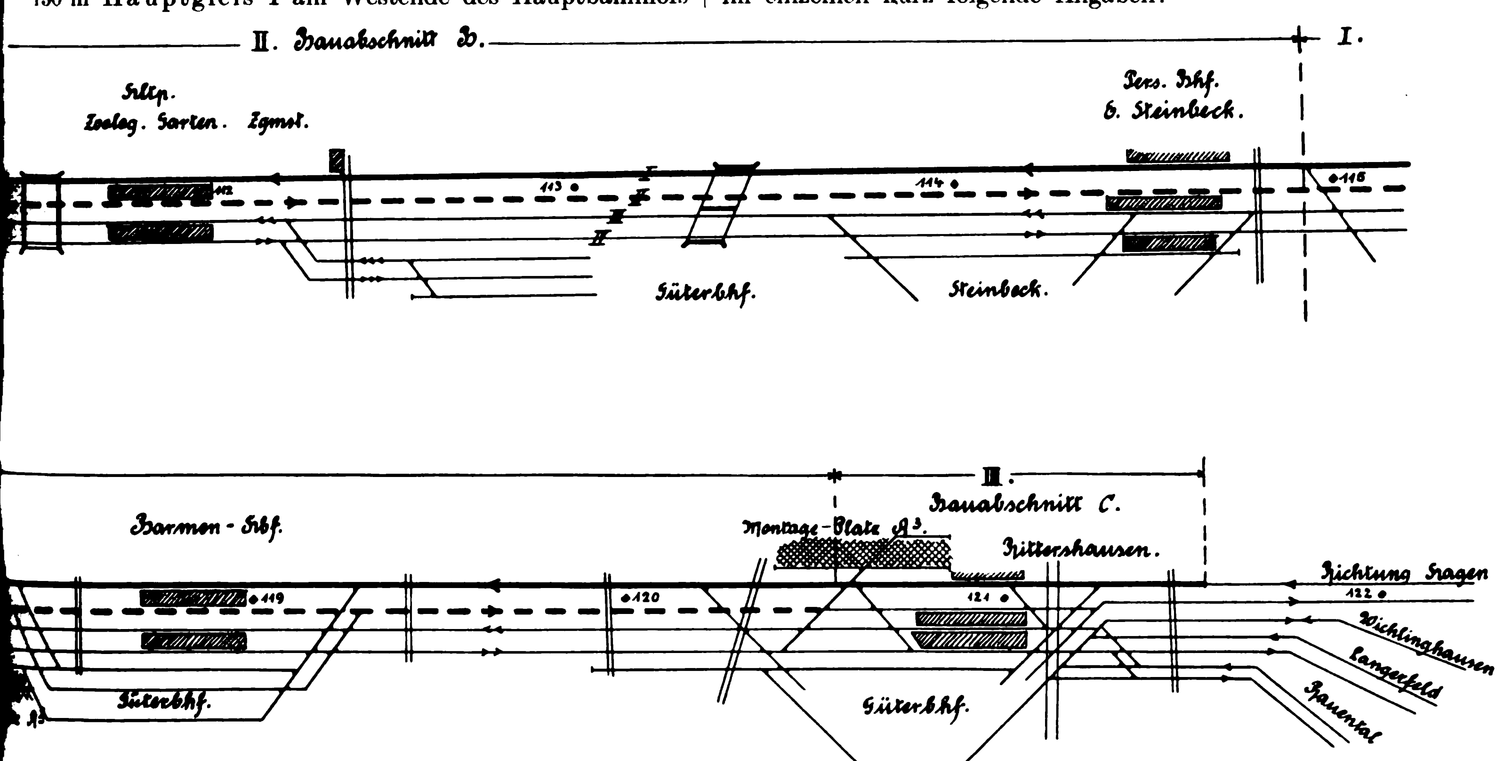
690 m Güterzugstreckengleis,
284 m Güterzugausfahrgleis des Verschiebebahnhofs,
402 m Bahnsteigüberholungsgleis Vohwinkel Personenbahnhof umgebaut,

zusammen also 14,176 km Gleis.

Die Arbeiten wurden nach folgender Einteilung mit verschiedenen Umbauweisen ausgeführt (siehe Textabb.).

I. Einleitende Arbeiten.

130 m Hauptgleis I am Westende des Hauptbahnhofs




Gleisplan.

Elberfeld zwischen Weiche 1 und 21 in Betriebspausen bei vollständiger Bettungserneuerung mit Hand eingebaut. Ausbau zum Teil mit dem Kran.

II. Hauptarbeiten.

A. Vom Bahnhof Rittershausen Westende Weiche 38 bis Elberfeld Hbf. Weiche 21.

5350 m Hauptgleis I nebst vier einfachen Weichen mit vollständiger Bettungserneuerung und umfangreicher Planumsausbesserung; das Gleis war außer Betrieb gesetzt, verwendet wurde der Kran zum Aus- und Einbau der Joche, ferner eine Egge, eine Motorwalze und 15 Trichterwagen.

B. Von Elberfeld Hbf. Westende Weiche 1 bis Bhf. Vohwinkel Ostende Weiche 82.

5430 m Hauptgleis I mit teilweiser Bettungserneuerung und Beseitigung einiger Schlammstellen, gleiche maschinelle Hilfsmittel wie bei A.

III. Restarbeiten.

C. Im Bahnhof Rittershausen von Weiche 38 bis Grenze km 121,5 + 10.

840 m Hauptgleis I ohne Bettungserneuerung; ohne maschinelle Hilfsmittel in Betriebspausen, zum Teil nachts.

D. Im Bahnhof Vohwinkel-P. von Weiche 75 bis Grenze km 108,1 + 80.

1050 m Hauptgleis I (ohne Weichen) ohne Bettungserneuerung; Ausbau mit Kran, Einbau mit Hand in Betriebspausen, zum Teil nachts.

IV. Nebenarbeiten.

E. Personenzugüberholungsgleis I^s am Bahnsteig I im Personenbahnhof Vohwinkel.

402 m Oberbau 15^c altbrauchbar mit Bettungserneuerung; Aus- und Einbau mit Kran, ohne Füllkästen, Gleis außer Betrieb.

F. Güterzugstrecken- und Ausfahrgleise in Vohwinkel Verschiebebhf.

974 m Oberbauform 15^c altbrauchbar mit Bettungsauffrischung; Aus- und Einbau mit Kran, ohne Füllkastenverfahren, zum Teil Sonntagsarbeit.

Zur Veranschaulichung von Art und Umfang der Arbeiten im einzelnen kurz folgende Angaben:

1. Als besondere Arbeitserschwernis kam die Ausbesserung des Planums unter dem Hauptgleis I zwischen Rittershausen und Vohwinkel in Betracht, die sich hauptsächlich auf dem Bauabschnitt A: Rittershausen—Elberfeld erstreckte. Die Unterbaukrone lag an vielen Stellen zu hoch. Die stark verschlammte Packlageunterlage mußte vollständig entfernt werden. Zu hoch stehender Fels und alte Mauerreste wurden abgespitzt, Unterführungsbauwerke wurden ausgebessert und gedichtet. Schlammstellen wurden hinreichend tief ausgeschachtet, mit Schlackensand verfüllt und der Gleisentwässerung die vielfach fehlende Vorflut geschaffen.

2. Die Oberbaustoffe für Gleis I Bauabschnitt A bis C waren im wesentlichen auf den im Streckenplan (siehe Textabb.) schraffiert gekennzeichneten Plätzen gestapelt. Nur für etwa 600 m Gleis waren die Schwellen vor der Einfahrt Vohwinkel auf die Strecke verteilt; desgl. für Bauabschnitt D.

Die besterhaltenen Joche des ausgebauten altbrauchbaren Oberbaues aus Gleis I wurden unmittelbar bei den Nebenarbeiten IV E und F wieder verwandt.

3. Als Bettungsstoff diente bergische Grauwacke, die fast ausschließlich aus einem Bruch bei Küllenhahn in der näheren Umgebung von Elberfeld bezogen und mit Kleinschlagentladewagen angefahren wurde. Laufzeit der Wagen 1½ Tage.

4. Die Arbeitskräfte setzen sich zusammen aus einem Grundstock von Stammarbeitern, die aus verschiedenen Bahnmeistereien zum Umbau zusammengezogen und dann durch frisch eingestellte Kräfte ergänzt worden waren. Die Stammarbeiter wurden hauptsächlich für die Facharbeiten verwendet (Krantrupp, Montagetrupp, Vermessungstrupp).

5. Die Bauaufsicht wurde durch die örtlichen Dienststellenvorsteher ausgeführt, während die Rottenführer mit dem Baufortschritt in die fremden Bahnmeisterbezirke mit übergingen.

6. Die Inangriffnahme und Befristung der Arbeiten erfolgte mit Beginn der Bauzeit 1927. Nach Erledigung der einleitenden Arbeiten I setzte die Hauptarbeit II A am 14. März 1927 ein, im Bahnhof Elberfeld beginnend. Für die Fertigstellung des Gleises I hatte der Betrieb die Bedingung gestellt, daß der Bauabschnitt A bis Gründonnerstag, den 14. April, also nach 4½ Wochen erledigt und das Hauptgleis für den Osterverkehr bis Osterdienstag wieder voll betriebsfähig sein mußte. Der Umbauabschnitt B mußte bis zur Einführung des Sommerfahrplans am 15. Mai, die Abschnitte C und D bis zum Beginn des Sommerverkehrs bis 31. Mai (kurz vor Pfingsten) fertiggestellt sein.

Die Arbeiten wurden planmäßig durchgeführt.

## Überblick über den Erfolg der Umbauarbeiten.

### I. Wirtschaftliches Ergebnis.

In den folgenden Werten sind sämtliche auf den Umbaustellen durchgeführten Arbeiten bis zur endgültigen Fertigstellung des Gleises berücksichtigt. Die Werte enthalten den Aufwand für den Ausbau bis zur Verladung und für den Einbau ab Lagerplatz bis zum fertigen Gleis einschließlich aller Nebenarbeiten; ferner die Aufräumungsarbeiten und die Nacharbeiten nach der Inbetriebnahme.

Die in der Einleitung näher benannten 14,176 km Gleis wurden in 2½ Monaten mit 65 Arbeitstagen umgebaut. Dies entspricht einer täglichen Durchschnittsleistung von

218 m fertiges Gleis in 1 Tag.

Hierunter befinden sich
- 8770 m mit vollständiger Bettungserneuerung
- 1630 m mit teilweiser Bettungserneuerung
- 3776 m ohne Bettungserneuerung.

Mit den 8770 m Bettungserneuerung ist auf rund 5000 m mehr oder minder durchgreifende Planumsausbesserung durchgeführt worden.

Von den 14176 m wurden
- 10800 m mit Kran aus- und eingebaut,
- 2506 m mit Kran nur ausgebaut und mit Hand eingebaut,
- 870 m mit Hand aus- und eingebaut.

Für die Gesamtarbeit wurden an den Baustellen aufgewandt:

#### 1. Tagewerke und Löhne

| | | |
|---|---|---|
| 161 Tagewerke zu 6,74 ℳ . . . . | = | 1188,— ℳ |
| 6408 Tagewerke zu 8,48 ℳ . . . . | = | 54302,— ℳ |
| 4615 Tagewerke zu 8,20 ℳ . . . . | = | 37819,— ℳ |
| 1510 Tagewerke zu 6,37 ℳ . . . . | = | 9653,— ℳ |
| 761 Tagewerke zu 6,27 ℳ . . . . | = | 4761,— ℳ |
| 13455 Tagewerke zu 8,00 ℳ i. D. . | = | 107633,— ℳ |

Der Gedingeüberverdienst betrug im Durchschnitt 29%.

#### 2. Aufwand für maschinelle Hilfsmittel einschl. deren Bedienung.

| | |
|---|---|
| 1 Kran mit 63 Tagen zu je 54,30 ℳ . | = 3420,— ℳ |
| 1 Walze mit 50 Tagen zu je 16,00 ℳ . | = 1213,— ℳ |
| 1 Egge einschl. zugeh. SS-Wagen mit 50 Tagen zu 6,00 ℳ . . . . . . . | = 300,— ℳ |
| Kleinschlagentladewagen: 670 Wagentage zu je 5,00 ℳ . . . . | = 3350,— ℳ |
| zusammen: . . | 8283,— ℳ |

Da mit diesen maschinellen Hilfsmitteln Tagewerke erspart werden sollen, ist ihr Aufwand in Tagewerken umgerechnet bei der Tagewerkswirtschaft mit zu berücksichtigen. Bei dem oben errechneten Durchschnittslohnsatz von 8,00 ℳ/Tgw. entspricht dieser Aufwand

1035 wirklichen Tagewerken.

#### 3. Zusammenfassung.

Der Kostenaufwand für Löhne und maschinelle Hilfsmittel beträgt also im ganzen

107633 ℳ + 8283 ℳ = 115916 ℳ

das entspricht 14490 wirklichen Tagewerken zu 8,00 ℳ. In diesem Einheitspreis sind die Auswärtszulagen und der Gedingeüberverdienst mit enthalten. Da der wirtschaftliche Wert sowohl einer Arbeitsform als auch der Gedingearbeit in der Höhe der Ersparnis an Tagewerken liegt und ein Vergleich mit anderen Arbeitsformen sich nur durchführen läßt, wenn alle Ergebnisse auf eine gleichwertige Einheit zurückgeführt werden, ist dieser Gesamtkostenaufwand auf ein Normaltagewerk zu 6,62 ℳ als Vergleichseinheit zurückzuführen.

Die Gesamtkosten von 115916 ℳ entsprechen demnach

17510 Normaltagewerken.

Im Rahmen der üblichen Bewilligungssätze waren für die hier durchgeführten Arbeiten folgende Tagewerke vorgesehen:

| | | |
|---|---|---|
| für 8770 km Umbau mit Bettungserneuerung | 1500 Tgw./km = | 13165 Tgw. |
| für 5000 km Planumsausbesserung | 250 Tgw./km = | 1250 Tgw. |
| für 1630 km Umbau mit teilweiser Bettungserneuerung | 1200 Tgw./km = | 1956 Tgw. |
| für 3776 km Umbau ohne Bettungserneuerung | 1000 Tgw./km = | 3777 Tgw. |
| | zusammen: | 20148 Tgw. |

Gegenüber diesem Voranschlag ist also eine Ersparnis erzielt worden von 5658 wirklichen Tagewerken oder von 2638 Normaltagewerken = 17464 ℳ Gesamtersparnis.

### II. Betriebstechnisches Ergebnis.

In betriebstechnischer Hinsicht interessieren nur die beiden Hauptabschnitte A und B der Hauptarbeit, in denen 10,78 km Hauptgleis I zwischen den Bahnhöfen Rittershausen und Vohwinkel unter völliger Stillegung des Umbaugleises und zeitweiser Außerbetriebsetzung des Gegengleises mit maschinellen Hilfsmitteln umgebaut wurden.

Das Hauptgleis I war außer Betrieb:

im Bauabschnitt A Rittershausen—Elberfeld vom 14. März bis 13. April (Mittwoch vor Ostern), also 30 Tage,

im Bauabschnitt B Elberfeld—Vohwinkel vom 19. April (Dienstag nach Ostern) bis 14. Mai, also 25 Tage.

Bei Einrechnung der Osterwoche sind also die Arbeiten innerhalb zwei Monaten durchgeführt worden, Arbeiten, die bei gewöhnlicher Ausführung unter Berücksichtigung der an Ostern, Pfingsten und beim Ferienbeginn und -schluß jeweils geforderten Arbeitsunterbrechung wahrscheinlich sechs

Monate in Anspruch genommen hätten. Die Arbeiten sind demnach

in dem dritten Teil der Zeit

durchgeführt worden.

Namhafte Störungen im Betrieb sind nicht aufgetreten. Es hat sich ein bedauerlicher Unfall ereignet, indem ein Rottenführer durch eigene Unvorsichtigkeit vom Zuge erfaßt und getötet wurde. Die durch den Umbau verursachten Zugverspätungen sind genau beobachtet und festgestellt worden.

Danach sind Verspätungen entstanden
beim Bauabschnitt II A

In Richtung Rittershausen—Elberfeld
bei 9,6 % der Personenzüge . . 2,2 Min./Zug i. D.
bei 9,7 % der Eilgüterzüge . . . 22,0 Min./Zug i. D.
bei 15,2 % der Güterzüge . . . . 19,6 Min./Zug i. D.

Richtung Elberfeld—Rittershausen
bei 9,6 % der Personenzüge . . 2,1 Min./Zug i. D.
bei 10,1 % der Eilgüterzüge . . . 4,5 Min./Zug i. D.
bei 8,4 % der Güterzüge . . . . 10,3 Min./Zug i. D.

Die auffallend geringe Einheitsverspätung im Güterverkehr in Richtung Rittershausen findet ihre Erklärung darin, daß das Gleis II nachts während der Hauptverkehrszeit der Güterzüge im Betrieb war.

beim Bauabschnitt II B

Richtung Elberfeld—Vohwinkel
bei 22 % der Personenzüge . . . 2,0 Min./Zug i. D.
bei 11 % der Eilgüterzüge . . . 4,0 Min./Zug i. D.
bei 14 % der Güterzüge . . . . 13,0 Min./Zug i. D.

Der hier im Vergleich zu Abschnitt A wesentlich höhere Anteil der Personenzüge ist auf die betriebstechnisch schlechte Einführung der Gleise III und IV in Personenbahnhof Vohwinkel zurückzuführen, wo die beiden Streckengleise vor dem Bahnhof auf ein und dasselbe Bahnsteiggleis zusammengeführt sind.

Richtung Vohwinkel—Elberfeld
bei 7 % der Personenzüge . . . 2,0 Min./Zug i. D.
bei 7 % der Eilgüterzüge . . . . 9,0 Min./Zug i. D.
bei 3 % der Güterzüge . . . . . 10,0 Min./Zug i. D.

Der hier geringe Anteil der Güterzüge an den Verspätungen erklärt sich dadurch, daß die Mehrzahl der Güterzüge diesen Streckenabschnitt nur von Block Zool. Garten bis Block Hammerstein befahren.

Die durch den Umbau verursachten Verspätungen bleiben — namentlich im Personenverkehr — wesentlich hinter den durch andere Ursachen entstehenden Verspätungen zurück. Nachteilige Folgen, namentlich Anschlußversäumnisse, sind durch sie nicht eingetreten. Wenn auch beim Umbau in Betriebspausen wahrscheinlich weniger Verspätungen im einzelnen aufgetreten wären, so wäre doch die Gesamtstörung, namentlich während der starken Reisezeiten, auf die Dauer von sechs Monaten nachteiliger für den Betrieb gewesen. Eine kurze, wenn auch stärkere Belastung der beteiligten Bahnhöfe durch den Bauzugbetrieb während der verkehrsschwachen Zeit ist besser, als eine ständige, wenn auch schwächere Beeinträchtigung ihres Rangierbetriebs während der dreifachen Zeit.

Die gewählte Umbauform ist also auch in betriebstechnischer Hinsicht vorteilhaft gewesen.

### III. Sonstige Vorteile.

Die frühzeitige und schnelle Gewinnung der altbrauchbaren Stoffe und ihre sofortige Wiederverwendung ermöglichte die Durchführung eines Arbeitsplanes in dem Baujahr 1927, der bei Handarbeit auch bei Heranziehung von Unternehmern nicht hätte bewältigt werden können, jedenfalls nicht unter Erfüllung der vom Betriebe bezüglich Anzahl der Langsamfahrstellen gestellten Forderungen. Die Umbauarbeit spielte sich in 2½ Monaten ab, wobei in den Bezirken der vier unmittelbar benachbarten Bahnmeistereien im Laufe des gleichen Sommers dann noch weitere 7,33 km Hauptgleis II derselben Strecke in Reichsoberbau — wieder mit Hilfe des Kranes — umgebaut wurden.

Besonders vorteilhaft war die gewählte Umbauform auch für die Güte der Arbeit. Die Verbesserung des streckenweise sehr schlecht entwässerten und für den Reichsoberbau stellenweise zu hoch liegenden Unterbaues wäre unmöglich gewesen, und die Erneuerung der stark zusammengefahrenen und zum Teil verschlammten Bettung hätte so gründlich nicht durchgeführt werden können.

Weitere Vorzüge dieser Umbauweise sind:
- die raschere Wiederverwendbarkeit der Altstoffe,
- die schonlichere Behandlung der Neustoffe und
- die größere Sicherheit, die darin liegt, daß die Neustoffe nicht tage- und wochenlang neben den Betriebsgleisen liegen.

### IV. Zusammenfassung.

Damit ist in großen Umrissen der Nachweis erbracht, daß die gewählte Umbauweise mit maschinellen Hilfsmitteln und unter Außerbetriebsetzung des Gleises

1. wirtschaftlich nutzbringend,
2. betrieblich günstig,
3. bautechnisch vorteilhaft und allgemein baubeschleunigend gewirkt hat.

(Schluß folgt.)

## Wärmewirkungen im Langschienenbau.

Von Direktor **Wattmann,** Berlin.

Nachdem die Einführung von Langschienen in den Eisenbahnoberbau durch die Fortschritte der Schweißtechnik und die Erreichbarkeit sicherer Verschweißung von Schienenstößen in den Bereich der Möglichkeit gerückt ist, bieten sich eine Reihe von durchaus neuen gleistechnischen Fragen dar, deren Studium und deren theoretische und praktische Durchforschung erforderlich ist, wenn man dazu gelangen will, den Langschienenoberbau wirklich zu beherrschen. Zu diesen Fragen gehört u. a. das Eintreten von Achsialspannungen in den Schienen und im Zusammenhang damit die wirkliche Ausdehnung der Schienen unter dem gleichzeitigen Einfluß von Temperatur und Spannung. Beim bisherigen Oberbau war die Möglichkeit freier und ungehinderter Temperaturlängenänderung der Schienen durch entsprechend große Bemessung der Stoßlücken gegeben, so daß bei Vernachlässigung der Reibungskräfte der Schienen auf den Schwellen und in den Laschen das Gleis frei von Achsialspannungen bleiben mußte. Inwieweit eine solche Vernachlässigung berechtigt ist, soll später untersucht werden. Jedenfalls kann man beim Langschienenbau die eintretenden Achsialspannungen nicht unberücksichtigt lassen, weil im Gegensatz zu der bisherigen Bauweise die Weite der Stoßfugen nicht mehr so groß bemessen wird (um nicht zu übergroßen Stoßfugen zu gelangen), daß die Schienen für eine freie Temperaturausdehnung Raum finden. Daraus folgt, daß bei besonders hohen und tiefen Temperaturen Druck- und Zugspannungen in das Schienengestänge gelangen müssen. Außerdem aber werden durch die größeren Längen der Schienen die Widerstandskräfte, welche die Reibung der Schienen auf den Schwellen hervorruft, so erheblich, daß sie jeder Längenänderung der Schiene mit beträchtlichen Kräften widerstehen und daher ebenfalls achsiale Druck- und Zugkräfte ins Schienengestänge bringen. Es soll im folgenden



versucht werden, die recht wenig übersichtlichen Erscheinungen, die in bezug auf Druck und Zug im Langschienengleis eintreten und die daraus sich ergebende Einstellung der Stoßfugen gesetzmäßig zu erfassen und aufzuklären.

In einem an beiden Enden fest eingespannten Stab, der durch seine Einspannung an jeder Längenänderung gehindert wird, treten bei Erwärmung Druck-, bei Abkühlung Zugspannungen auf, die so groß sind, daß die elastische Längenänderung des Stabes infolge des auftretenden Zuges oder Druckes gleich aber entgegengesetzt den Längenänderungen infolge Temperaturschwankung sind. Wenn schon von vornherein irgendwelche Spannungen in dem Stabe vorhanden gewesen sind, so treten die neu auftretenden Kräfte vermehrend oder vermindernd hinzu. In einem Stab von der Länge l in cm, der einer Spannung $\sigma$ in kg/cm² (Zug +, Druck —) unterworfen wird, findet bei einer Elastizitätsziffer E des Baustoffs eine Längenveränderung (Verlängerung +, Verkürzung —) $\lambda_\sigma$ in cm des Stabes statt, die nach bekanntem Gesetz

1) . . . . . . . . . $\lambda_\sigma = \frac{\sigma l}{E}$

ist. Der gleiche Stab von der Länge l erleidet durch eine Temperaturänderung von t° C (Erwärmung +, Abkühlung —) eine Längenänderung von

2) . . . . . . . . $\lambda_t = \beta l t$,

wenn $\beta$ die Ausdehnungsziffer des Baustoffs ist. Wenn der Stab unter gleichzeitiger Einwirkung einer Spannungsänderung und einer Temperaturänderung keine Längenänderung erfahren soll, so muß hiernach

3) . . . . $\frac{\sigma l}{E} + \beta l t = 0$ oder $\frac{\sigma}{E} = -\beta t$ oder

$$\sigma = -E\beta t \text{ oder } t = -\frac{\sigma}{E\beta}$$

sein. Man erkennt, daß die Werte von $\sigma$ und t, welche die obige Gleichung erfüllen, bei einem eingespannten Stab sich in ihren Wirkungen ausgleichen, und man kann daher die Spannung $\sigma$ als die „Ausgleichsspannung" der Temperatur t, oder mit demselben Recht die Temperatur t als die „Ausgleichstemperatur" der Spannung $\sigma$ bezeichnen.

Die Werte von E und $\beta$ für Schienenstahl mit E = 2200000 und $\beta$ = 0,000011 in Gleichung 3) eingesetzt, ergibt:

4)... $t = -0{,}42\,\sigma$ und $\sigma = -24\,t$ (t in °C und $\sigma$ in kg/cm²).

Das bedeutet, daß in einem fest eingespannten Stab jedem Celsiusgrad Temperaturänderung das Eintreten einer Spannungsänderung von 24 kg/cm² entspricht, ohne Rücksicht auf Querschnitt und Länge des Stabes. Kürzer ausgedrückt kann man auch sagen: Die Ausgleichsspannung für 1° C beträgt 24 kg/cm² und die Ausgleichstemperatur für 100 kg/cm² Spannung beträgt 4,2° C. Die Vorzeichen in Gleichung 3) lassen erkennen, daß ein +t einem —$\sigma$ entspricht, d. h. daß eine steigende Temperatur durch eine Druckspannung, eine sinkende durch eine Zugspannung ausgeglichen wird.

Bei einer Schiene sind nun die Enden zwar nicht fest eingespannt, die Schiene ist aber auf den Schwellen befestigt und hier treten bei jeder relativen Bewegung von Schiene zur Schwelle widerstehende Reibungskräfte auf. Ebenso sind Reibungswiderstände an den Schienenenden durch Reibung der Schiene in den Laschen bei jeder Bewegung der Schiene vorhanden. Der Einfachheit halber sei angenommen, daß die Reibungswiderstände der Schiene auf den Schwellen alle einander gleich und ebenso die Laschenreibungskräfte an den beiden Schienenenden einander gleich seien. Es sei ferner zunächst vorausgesetzt, daß die Schienen in den Stoßlücken freies Spiel haben und sich beliebig weit ausdehnen und zusammenziehen können. Es ist klar, daß unter solchen Voraussetzungen, wo alle äußeren Kräfte symmetrisch zur Schienenmitte auftreten, die Schiene bei Temperaturbewegungen in der Mitte still liegen bleiben wird, und die beiden Hälften der Schiene in gewissem Sinne eine Temperaturpendelung um ihre Mitte durch abwechselndes Ausdehnen und Zusammenziehen erfahren werden. Bei der großen Zahl von Einzelkräften, die durch die Reibung der Schiene auf jeder Schwelle auftreten, wird die Betrachtung vereinfacht, wenn man annimmt, daß die Schiene durchlaufend aufliegt und ein gleichmäßiger Reibungswiderstand von r kg auf 1 m Schienenlänge eintritt. Die beiden Laschenreibungskräfte an jedem Schienenende seien mit R bezeichnet. Faßt man von der so aufgelagerten Schiene AA (s. Abb. 1), eine Stelle X im Abstand x von A ins Auge und erwärmt die Schiene an dieser Stelle langsam, so will sich die Schiene hier ausdehnen, wobei sich entweder das Schienenstück rechts oder links oder beide gleichzeitig auf ihrer Unterlage verschieben müssen und die Reibungskräfte r und R auftreten. Naturgemäß wird nur das kürzere Schienenstück in Bewegung kommen, da dort die kleinsten Reibungswiderstände zu überwinden sind. Die Größe aller dieser Reibungs-

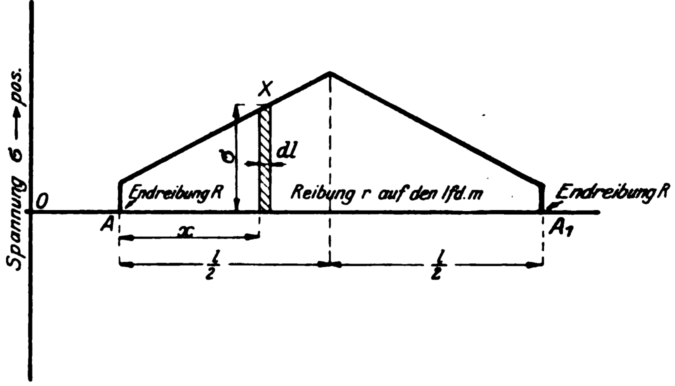



Abb. 1.

widerstände für den Punkt X ist R + rx. Bei einer Querschnittsfläche F der Schiene entspricht das einer Flächenspannung am Punkte X der Schiene von

$$\sigma_x = \frac{R + r x}{F}.$$

Solange bei wachsender Temperatur und bei dadurch wachsender Spannung in der Schiene an der Stelle X die Spannung kleiner ist als $\sigma_x = \frac{R + r x}{F}$, bleibt die Schiene an der Stelle X in ihrer Länge unverändert. Sobald die Spannung $\sigma_x$ aber dort erreicht wird, hört ihr weiteres Anwachsen auf, und es beginnt von da an mit weiter steigender Temperatur die Schiene sich an der Stelle X zu verlängern. Der gleiche Vorgang würde sich bei sinkender Temperatur vollziehen, wobei die Schiene Zugspannung erhält. An jeder Stelle der Schiene gibt es also eine maßgebende Zug- und Druckspannung

5) . . . . . . $\sigma_x = \pm \frac{R + r x}{F}$,

die nicht überschritten werden kann. Die ihr entsprechende Ausgleichstemperatur (s. Gleichung 4)

6) . . . . . $t_x = -\frac{\sigma_x}{24} = \pm \frac{R + r x}{24 F}$

bildet eine obere und untere Grenze, innerhalb deren jede Temperaturänderung an der Stelle X sich ausschließlich in Spannung, jenseits welcher sie sich lediglich in Längenänderung auswirkt. Trägt man die maßgebenden und die höchstmöglichen Zug- und Druckspannungen $\sigma_x$ in jedem Schienenpunkt als Ordinate über der Schiene AA auf, so ergibt sich nach den Gleichungen 5) und 6) ein Linienbild nach Abb. 2.

Der Vorgang, der sich bei einer anfangs spannungslos liegenden, aber auf Schwellen und in Endlaschen mit Reibung festgehaltenen Schiene bei langsam nach oben oder unten steigender Temperatur vollzieht, ist hiernach derart, daß zunächst eine gleichmäßige achsiale Spannung in der ganzen Schiene auftritt, bis die Spannung $\frac{R}{F}$ kg/cm² erreicht ist. Bis hierher bleibt die Schiene in ihrer ganzen Länge ohne Längenveränderung. Ändert sich die Temperatur in demselben Sinne weiter, dann beginnen die beiden äußersten Enden der Schienen sich zu bewegen, weil hier bereits die maßgebende Spannung überschritten wird. Sie schieben sich also über die Schwellen hinweg, während die Mitte der Schienen noch ruhig liegen bleibt. An den Schienenenden sind also bereits die höchstmöglichen Spannungen erreicht und weiter steigende Temperaturen können sich nur in Längenänderungen auswirken. Die Mitte der Schiene verhält sich aber noch wie ein fest eingespannter Stab und die Temperaturänderung wirkt sich hier allein als achsiale Druck- oder Zugspannung aus. Die Grenze der andersartigen Auswirkung der Temperaturänderung verschiebt sich nun aber mit weiter steigender Temperatur immer mehr nach der Schienenmitte; immer kleiner wird der ruhig liegende Mittelteil, immer größer die Endteile der Schiene, die

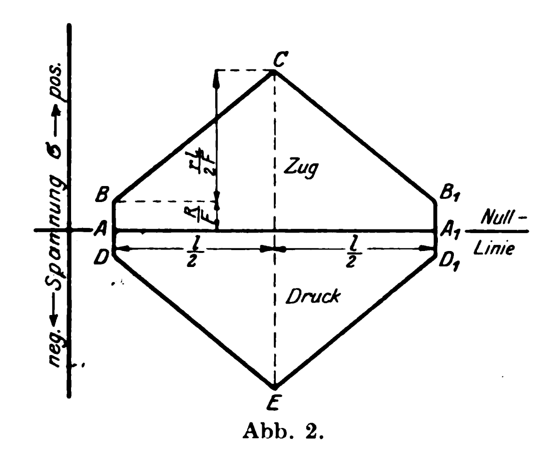



Abb. 2.

der Längenänderung unterliegen. Zuletzt verschwindet der Mittelteil, und die Schiene dehnt sich bei weiter wachsender Temperatur in ihrer ganzen Länge aus, wobei in allen Teilen der Schiene die Spannung unverändert bleibt. Der Zeitpunkt, in dem der ruhig liegende Mittelteil der Schiene bis auf 0 zusammengeschrumpft ist, tritt ein, wenn in der Schienenmitte, wo $x = l/_2$ ist, nach Gleichung 5) die höchstmögliche Spannung $\sigma_m = (R + r \cdot l/_2) : F$ erreicht ist.

Die entsprechende Ausgleichstemperatur ist nach 6)

7) . . . . . . . $t_m = -\frac{2R + rl}{48\,F}$,

d. h. bei dieser Temperaturänderung tritt die obige höchstmögliche Spannung in der Schienenmitte ein. Man erkennt aus 7), daß $t_m$ mit R, r und l wächst, also daß eine um so größere Temperatursteigerung nötig ist, um die ganze Schiene in Bewegung zu bringen, je größer die Reibungskräfte r und R und die Länge l der Schiene ist.

Es soll nun die Längenänderung unserer Schiene unter dem Einfluß wechselnder Temperatur und der dadurch hervorgerufenen Reibungswiderstandskräfte untersucht werden. Die wirkliche Längenänderung setzt sich aus zwei Summanden zusammen, und zwar der Längenänderung $\lambda_t$, welche die Temperatur allein in einer frei beweglichen Schiene hervorrufen würde, und die Längenänderung $\lambda_\sigma$, welche die Spannung allein bei ungeänderter Temperatur verursachen würde. Einer dieser beiden Summanden muß negativ sein, weil der Reibungswiderstand Kräfte auslöst, die ihrem Sinn nach der Temperaturlängenänderung entgegenwirken und diese zu verkleinern suchen. Es ist daher die wirkliche Längenänderung

$$\lambda = \lambda_t - \lambda_\sigma.$$

Stellt man den Spannungszustand der Schiene durch ein Spannungsdiagramm dar (s. Abb. 1), so ist die Längenänderung eines kleinen Stückchens dl der Schiene an einer beliebigen Stelle der Schiene infolge der dort vorhandenen Spannung

$$d\,\lambda_\sigma = \frac{\sigma\,dl}{E}.$$

Nun ist $\sigma$ dl der Diagramm-Flächenteil df über dem Schienenstück dl, und da die Längenänderung der ganzen Schiene gleich der Summe aller Längenänderungen ihrer Teile dl ist, so folgt:

$$\lambda_\sigma = \Sigma\,d\,\lambda = \Sigma\frac{\sigma\,dl}{E} = \Sigma\frac{df}{E} = \frac{1}{E}\,\Sigma\,df = \frac{f}{E},$$

wenn f die ganze Diagrammfläche bedeutet.

Die Längenänderung einer Schiene infolge Eintritt eines Spannungszustandes ist also gleich der Fläche des Spannungsdiagramms dividiert durch E. Das gleiche Gesetz gilt naturgemäß auch für jeden beliebigen Teil der Schiene, und auch hier ist das Flächendiagramm über dem Schienenabschnitt dividiert durch E = der Längenänderung des betreffenden Schienenabschnittes.

Aber auch eine Temperaturlängenänderung kann durch eine Fläche dargestellt werden. Da nämlich die Ausgleichsspannung $\sigma$ einer Temperatur t (ihrer Definition nach) einem freibeweglichen Stab die gleiche Ausdehnung gibt wie die Temperatur, so kann man nach obigem die Temperaturausdehnung eines Stabes auch durch die Fläche eines Spannungsdiagrammes (nämlich das der Ausgleichsspannung) dividiert durch E darstellen. Dieses Diagramm der Ausgleichsspannung $\sigma = 24\,t$ ist ein einfaches Rechteck über der Schiene, da bei dem in der ganzen Schiene konstanten t auch $\sigma$ für alle Punkte der Schiene gleich sein muß.

Wiederholen wir aus dem vorstehenden: Es ist die reine Spannungslängenänderung der ganzen Schiene:

$$\lambda_\sigma = \frac{f_\sigma}{E};$$

desgleichen die reine Temperaturlängenänderung:

$$\lambda_t = \frac{f_t}{E};$$

desgleichen die wirkliche Längenänderung:

$$\lambda = \lambda_t - \lambda_\sigma = \frac{f_t - f_\sigma}{E}.$$

Man erkennt, daß diese drei Größen sich wie die Flächen $f_\sigma : f_t : (f_t - f_\sigma)$ verhalten und sich daher bildlich sehr leicht vergleichen lassen.

In Abb. 3a umgrenzt das Diagramm A B C $C_1$ $B_1$ $A_1$ die Fläche $f_\sigma$ und das Rechteck A E $E_1$ $A_1$ die Fläche $f_t$. Die schraffierte Fläche B E C $B_1$ $E_1$ $C_1$ ist die Differenz der beiden vorstehenden Flächen und entspricht damit der wirklichen Längenänderung der Schiene.

Nach dem vorgesagten ist es einfach, bei gegebenen Reibungsgrößen R und r sich für bestimmte Temperaturänderungen ein Bild von den in der Schiene auftretenden Spannungen zu machen und dabei die Ausdehnung der Schiene festzustellen. Die Abb. 3a, b, c geben bezeichnende Spannungsbilder einer mit Reibung gelagerten Schiene wieder, die durch fortgesetzt fallende Temperatur aus anfangs spannungslosem Zustand in Spannung versetzt wird.

Will man aus dem vorangehenden praktische Schlüsse ziehen, so muß man Annahmen über die Reibungskräfte machen, die bei Schienen auf Schwellen und Schienen in ihren Laschen auftreten. Naturgemäß können solche Annahmen immer nur die ungefähre Größenanordnung der auftretenden

Kräfte darstellen, da die besonderen Verhältnisse in jedem Falle sehr starke Abweichungen voneinander hervorrufen. Um einen Anhalt für die Größe dieser Reibungskräfte zu erhalten, wurden von der Elektro-Thermit diesbezügliche Versuche mit dem neuen Reichsoberbau gemacht, worüber eine kurze Niederschrift als Anhang beigefügt ist. Wie aus diesen Feststellungen hervorgeht, wurde als mittlere Reibungskraft der Schiene auf jeder Schwelle etwa 6 t ermittelt. Die Reibung der Schiene in der Lasche schwankt je nach der Stärke des Anziehens der Bolzen zwischen 8000 und 32000 kg. Mit Rücksicht darauf,

$$\sigma_a = \frac{R}{F} = \frac{10\,000}{62{,}3} = 160\ \text{kg/cm}^2$$

$$\sigma_t = 24\ t = 24 \, . \, 40 = 960\ \text{kg/cm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{R + r \, . \, l/_2}{F} = \frac{10\,000 + 3600 \, . \, 3000}{62{,}3} = 1900\ \text{kg/cm}^2.$$

Aus dieser Abbildung läßt sich folgendes erkennen: Bei 40° Temperaturerhöhung über die Verlegungswärme ist 1. der Mittelteil der Schiene auf 32,4 m Länge ohne Bewegung, er bekommt eine Spannung von 960 kg/cm². 2. Die beiden

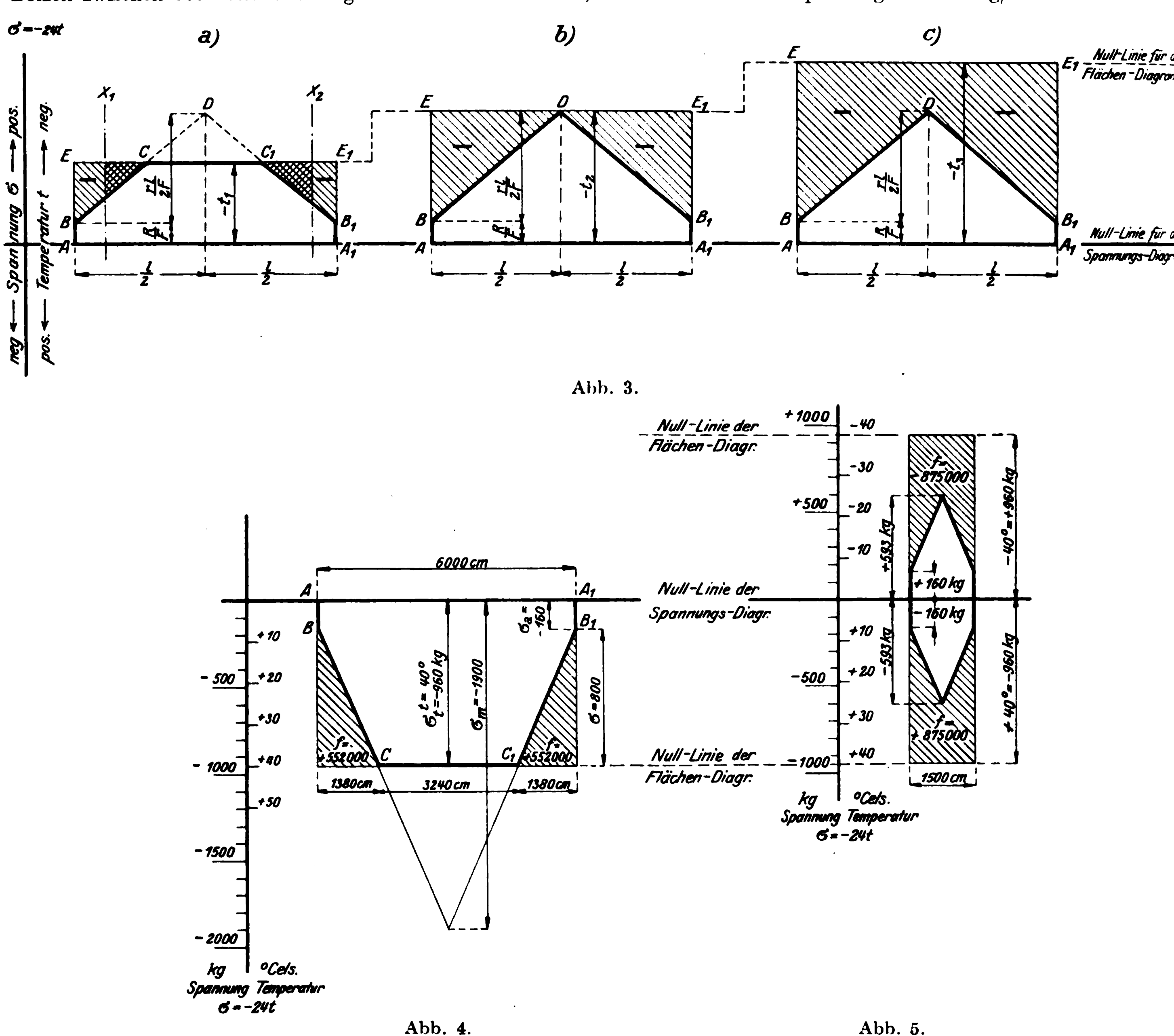



Abb. 3.

Abb. 4.

Abb. 5.

daß die Schrauben sich im Betrieb lockern und die reibenden Flächen sich aneinander abschleifen, soll für die Befestigung der Schienen auf den Schwellen ein mittlerer Wert von 2500 kg, für die Laschenreibung ein solcher von 10000 kg angenommen werden. Bei 22 Schwellen auf 15 m Schienenlänge würde einer Reibung von 2500 kg auf jeder Schwelle eine Reibung von 3600 kg auf den laufenden Meter Schiene entsprechen.

Bei einem Querschnitt der Schiene F = 62,3 (entsprechend der Schienenform S 49), und einer Schienenlänge von l = 60 m = 6000 cm und einer Temperatursteigerung von 40° C ergibt sich ein Spannungsdiagramm mit den Abmessungen entsprechend Abb. 4, und zwar

Schienenenden auf je 13,8 m unterliegen einer Längenänderung für jedes Ende $= \frac{f}{E} = \frac{552\,000}{2\,200\,000} = 0{,}25$ cm, d. h. die ganze Schiene würde bei einer höchst möglichen Temperaturdifferenz von 80° C um 4 . 0,25 cm = 10 mm in ihrer Länge schwanken. Man erkennt, daß unter den vorausgesetzten Verhältnissen die Änderung der Temperaturlücken in den Grenzen bleiben würde, welche auch beim bisherigen Oberbau als zulässig angesehen werden. Es ist aber auch ferner zu entnehmen, daß die Mitten der Schienen bereits Bedingungen unterliegen, die sich bei einer fortlaufend ohne jede Fuge geschweißten Schiene in gleicher Weise einstellen würden. Es besteht

nur insofern noch ein Unterschied, als bei einem Langschienenbau durch eine entsprechende Bemessung der Fugen bei der Verlegung auf die jeweilige Temperatur Rücksicht genommen werden kann, während bei einer durchgehenden Schiene man nur bei mittleren Temperaturen schweißen dürfte, wenn nicht entsprechend größere Temperaturdifferenzen nach oben oder unten und damit auch entsprechend größere Spannungen eintreten sollen.

Um auch für den heute üblichen Oberbau mit 15 m langen Schienen die Spannungs- und Ausdehnungsverhältnisse der Schiene zu untersuchen, ist unter Voraussetzung einer Temperaturschwankung von $+40^0$ gegen Verlegungstemperatur in Abb. 5 ein entsprechendes Spannungs- und Ausdehnungsdiagramm für S 49 verzeichnet; dabei ergibt sich eine größtmögliche Spannung von $+593\ \mathrm{kg/cm^2}$ in der Schienenmitte, und aus der Größe der Diagrammflächen eine größte Längenschwankung von $2 \cdot \frac{875\,000}{E} = 0{,}8$ cm. Man erkennt, daß auch im heutigen Gleis die Achsialspannungen, die durch Reibung der Schienen auf den Schwellen und in den Laschen hervorgerufen werden können, keineswegs verschwindend klein sind, wobei zu berücksichtigen ist, daß Höchst- und Mindestspannungen heraustritt, dieses an die Stelle des ersten treten.

Abb. 6a zeigt ein Beispiel zu obigen Ausführungen, und man ernennt hier die eigenartige Erscheinung, daß in der Mitte der Schiene Zugspannungen (wo das Spannungsbild über der Ordinatenachse liegt) und am Ende der Schiene Druckspannungen (wo das Spannungsbild unter der Ordinatenachse liegt) eintreten. In Abb. 6b sind die Flächen der Spannungsdiagramme veranschaulicht, deren Differenzfläche (schraffiert) die Längenänderung der Schiene darstellt. Soweit diese (schraffierte) Fläche zwischen zwei beliebigen Punkten $x_1\,x_2$ der Schiene liegt, stellt sie in gleicher Weise die Größe der Längenänderung des Schienenstückes $x_1\,x_2$ dar. Im Mittelstück $Z\,Z_1$ der Schiene ist die Diagrammfläche $= 0$, also findet in diesem Schienenstück auch keine Längenänderung statt. Wenn bei der oben dargestellten Schiene nach anfänglichem Temperaturabfall wieder die Ausgangstemperatur eintritt, wird die nunmehr eintretende Spannung durch das Diagramm Abb. 7a dargestellt. Das Flächendiagramm der Längenänderung ist dabei schraffiert angedeutet. Die Fläche liegt unterhalb der Nullinie, ist also negativ, d. h. sie stellt eine Verkürzung der Schiene dar.

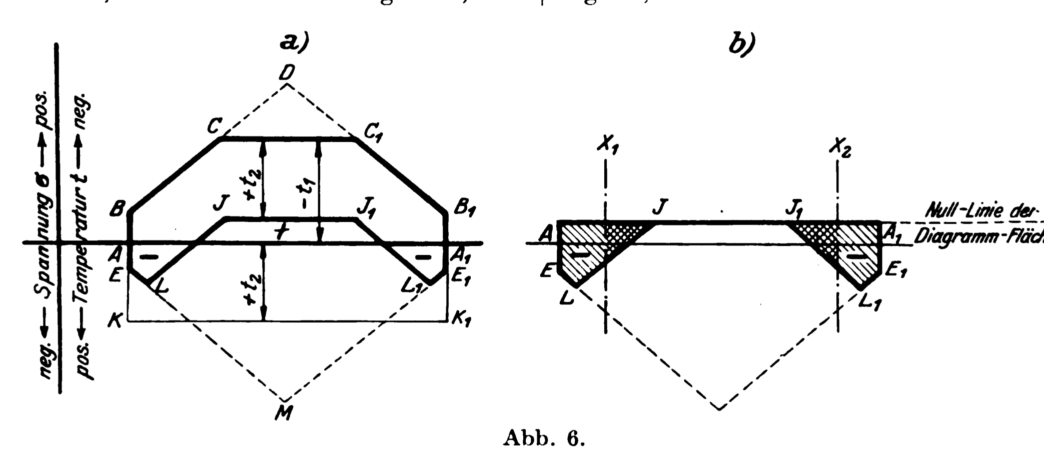



Abb. 6.

die angenommenen Reibungskräfte Mittelwerte sind, die unter besonderen Verhältnissen erheblich überschritten werden können.

Werden schon bei den bisher angenommenen Voraussetzungen, wonach eine anfangs spannungslose Schiene einer gleichmäßigen Temperatursteigerung unterworfen wird, die Beziehungen zwischen Temperatur einerseits und Schienenspannung und Längenänderung andererseits recht unübersichtlich, so entstehen geradezu überraschend verwickelte Spannungszustände, wenn man abwechselnd steigende und fallende Temperaturen, wie sie in Wirklichkeit fortgesetzt eintreten, voraussetzt. Es sollen auch diese Verhältnisse noch einer kurzen Betrachtung unterzogen werden.

Nimmt man an, daß eine bereits unter Spannung liegende Schiene einer Temperaturänderung unterworfen wird, so müssen diejenigen Spannungen, die durch die Temperaturänderung in einer spannungslos fest eingespannten Schiene eintreten würden, vermehrend oder (unter Berücksichtigung der Vorzeichen) auch vermindernd zu den bereits vorhandenen Spannungen hinzutreten, d. h. man kann das Linienbild der Zusatzspannungen auf das der alten Spannungen unter Berücksichtigung der Vorzeichen einfach aufsetzen, um das neue Spannungsgesetz zu erhalten. Dabei muß allein die Einschränkung gemacht werden, daß, wie eingangs gezeigt ist, an keiner Stelle der Schiene die dort möglichen Höchst- oder Mindestspannungen überschritten werden (vgl. Abb. 2).

Trägt man also die neuen Spannungen zeichnerisch auf, so muß an Stellen, wo diese aus dem Linienbild der

In Abb. 7b ist zum Vergleich der Fall dargestellt, daß die Schiene anfangs eine Temperatursteigerung und sodann ein Zurückgehen der Temperatur auf den Anfangswert erfährt. Das sich einstellende Spannungsbild ist genau gleich demjenigen in Abb. 7a, nur mit umgekehrten Vorzeichen, und es erfährt deshalb die Schiene auch die gleiche Längenänderung, nur ist dieselbe jetzt eine Verlängerung. Obwohl also in den beiden in Abb. 7a und b dargestellten Fällen die Schiene die Verlegungstemperatur zurückgewonnen hat, ist das eine Mal eine Verkürzung, das andere Mal eine Verlängerung eingetreten, je nachdem vor der Beobachtung eine Temperatursteigerung oder ein Temperaturabfall stattgefunden hat.

Der Merkwürdigkeit halber ist in Abb. 8a und 8b noch dargestellt, daß noch viel unübersichtlichere Spannungszustände entstehen können, wenn die Temperaturen mehrfach abwechselnd steigen und fallen und daß dann in der Schiene eine ganze Reihe von wechselnden Abschnitten mit achsialen Druck- und Zugkräften auftreten.

Die vorstehenden Überlegungen lassen erkennen, daß Schienen, die wechselnden Temperaturen unterworfen sind, Spannungszustände erfahren, die sich praktisch jeder Prüfung entziehen, und daß noch mehr die sich einstellenden Stoßfugenweiten ganz unberechenbar sind. Umgekehrt kann man aber auch aus vorhandenen Stoßlücken in tatsächlichen Fällen keinerlei greifbare Schlüsse auf etwaige Spannungen im Gleis ziehen, solange nicht die Schienenbefestigungsmittel und die Laschenbolzen

völlig gelockert und damit alle größeren Reibungswiderstände ausgeschaltet sind.

Es ist nach dem vorstehenden auch verlorene Liebesmüh', Gesetze zwischen Stoßlücken und gleichzeitig beobachteten Schienentemperaturen suchen zu wollen, weil nicht nur die gleichzeitig auftretenden, sondern auch die vorangegangenen Temperaturen Einfluß auf die Schienenausdehnung haben. Ganz unrichtig wäre es deshalb auch, aus etwa beobachteten Stoßlücken im Vergleich zu gleichzeitig beobachteten Temperaturen darauf zu schließen, ob die Stoßlücken bei der Verlegung richtig oder falsch bemessen waren.

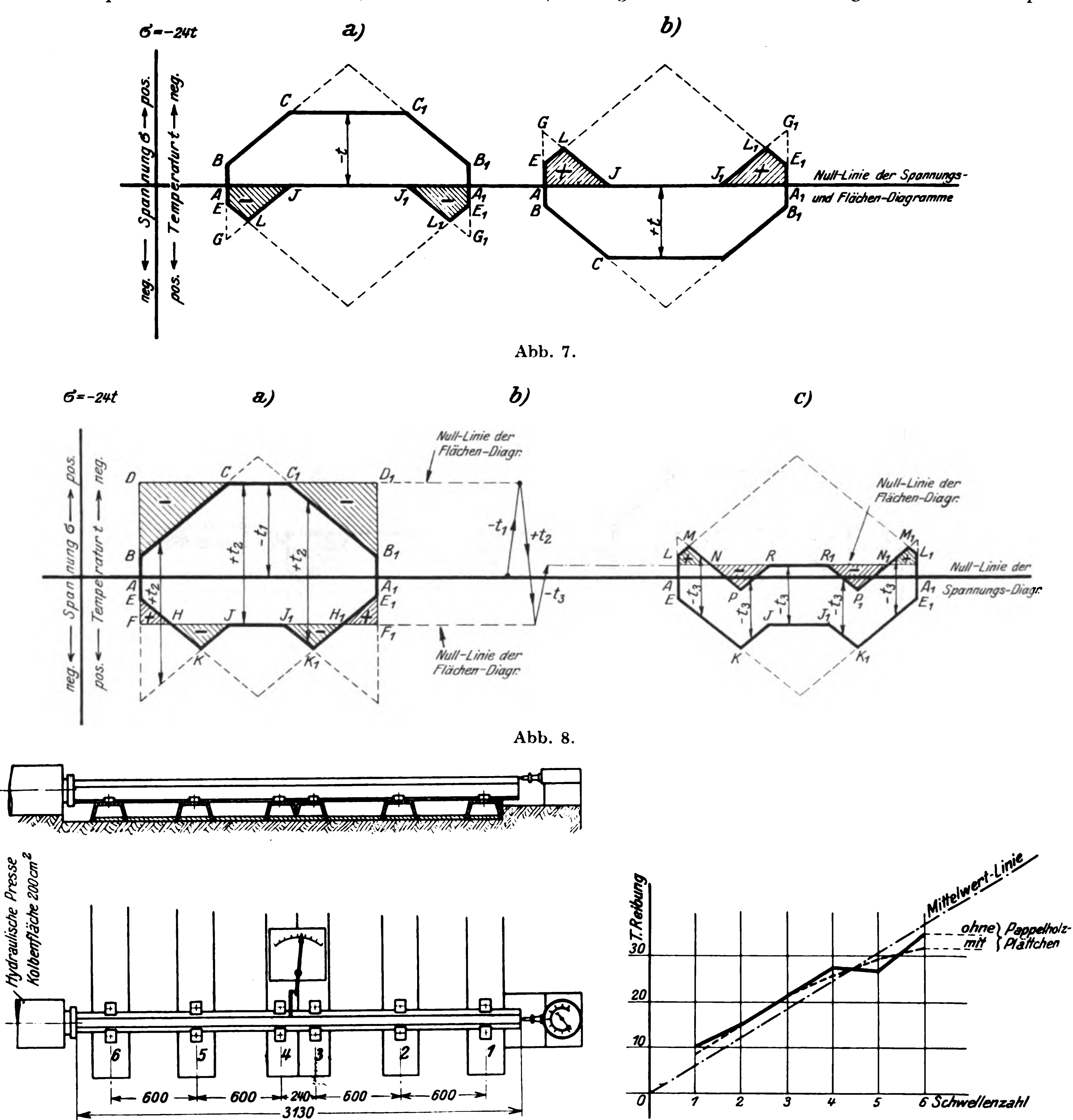



Abb. 7.

Abb. 8.

Abb. 9. Bestimmung des Reibungswiderstandes zwischen Schienen und Schwellen. Versuchsanordnung.

Abb. 10. Reibung von Schiene auf Schwelle.

Es bliebe zum Schluß noch die Frage zu erörtern, welcher Einfluß auf die Spannung der Schienen ausgeübt wird, wenn die Schienen in ihren Stoßfugen sich nicht, wie bisher vorausgesetzt, unbegrenzt ausdehnen können, sondern, wenn die Stoßfugen sich vor Erreichung der Höchsttemperatur bereits schließen und ebenso vor Erreichung der tiefsten Temperatur an weiterem Auseinandergehen gehindert werden (durch einen begrenzten Spielraum der Laschenbolzen in den Laschen- und den Schienenlöchern).

Nach den vorangehenden Ausführungen liegen die Verhältnisse hier sehr einfach. Von dem Augenblick an, wo die Schiene ihre Länge infolge Fugenschluß oder Erreichung

des größten Auszuges im Stoß nicht mehr ändern kann, setzen sich weitere Temperaturänderungen t vollkommen in Spannungen $\sigma = 0{,}042\,t^0$ um, die in allen Punkten der Schiene zu den bereits bis dahin vorhandenen Spannungen hinzutreten. Die Länge der Schiene ändert sich dabei (wie vorausgesetzt) nicht.

Die Darlegungen dieses Aufsatzes werden manchem vielleicht recht verwickelt und deshalb unfruchtbar erscheinen. Das trifft aber nur bedingt zu, weil die Grenzfälle der bei höchsten und tiefsten Temperaturen eintretenden Spannungen und Längenänderungen der Schiene sich verhältnismäßig einfach feststellen lassen, sobald die Größen der Reibungskräfte bekannt sind. Über diese weiß man heute noch sehr wenig. Vielleicht gibt dieser Aufsatz aber Veranlassung, durch umfassende Beobachtungen die hier noch klaffende Lücke zu füllen, und zwar ist es möglich, durch Messungen an Betriebsgleisen unter Zugrundelegung der hier abgeleiteten Gesetze zu sicheren Zahlenergebnissen zu kommen, die den wirklichen Verhältnissen der im Betriebe befindlichen Gleise entsprechen.

### Anhang.

**Versuche zur Bestimmung des Reibungswiderstandes zwischen Schienen und eisernen Schwellen sowie zwischen Laschen und Schienen.**

Die Versuche wurden im Mai 1926 in dem Versuchsraum der Elektro-Thermit G. m. b. H. Berlin-Tempelhof an neuem Reichsbahnoberbau B 49, der in allen Teilen den Normalien entsprach, vorgenommen. Das Anziehen der Schrauben geschah mit einem 500 mm langen Schraubenschlüssel in der auf der Strecke üblichen Weise.

#### I. Schwellenreibung.

Zur Ausführung der Versuche stand eine hydraulische Presse, welche mit den Schwellen auf einem mit Spannplatten versehenen Bett befestigt war, zur Verfügung. Die Schwellen waren außerdem unter sich entsprechend der Abb. 9 durch zwischengelegte starke Flacheisen versteift. Die Schienen wurden zuerst ohne Pappelholzunterlage auf den Schwellen befestigt, und die Versuche so vorgenommen, daß vorerst die Schwellenschrauben zunächst der Presse festgezogen wurden und so fortfahrend die nächsten, bis alle Schwellenbefestigungen angezogen waren. Danach wurden die Schrauben in umgekehrter Reihenfolge wieder gelöst. Bei den Versuchen mit Pappelholzunterlagen wurde in gleicher Weise verfahren.

Während der Versuche wurden die Schienen häufig mit einem Handhammer stark angeschlagen, um die ruhende Reibung zu überwinden. Das Versuchsergebnis ist in der folgenden Zusammenstellung sowie in Abb. 10 niedergelegt.

#### II. Laschenreibung.

Zwei Schienen waren mit den dazugehörigen Laschen, Schraubenbolzen und doppelten Federringen miteinander verbunden und derart auf der vorher beschriebenen hydraulischen Presse befestigt, daß die Schienen achsial zueinander bewegt werden konnten.

Versuch 1. Laschenschrauben nur so weit angezogen, daß die doppelten Federringe noch Spiel hatten. Achsiale Druckkraft aus mehreren Versuchen im Mittel 12 t bis zur Bewegung der Schiene.

Zusammenstellung.

**Versuch zur Ermittelung des Reibungswiderstandes zwischen Schiene und Eisenquerschwelle.**

| Lfd Nº | Befestigungsmittel angezogen an Schwelle Nº | | | | | | Versuch Nº 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | Doppelschw. 3 | 4 | 5 | 6 | Druck bei Eintreten d. Gleitens t | t | t | t | t | Mittel t |
| **Ohne Pappelholzunterlage** | | | | | | | | | | | | |
| 1 | | | | | | × | 11 | 11 | 11 | 9 | — | 10 |
| 2 | | | | | × | × | 13 | 16 | 17+ | 14+ | — | 15 |
| 3 | | | | × | × | × | 21 | 23 | 24+ | 22 | — | 22 |
| 4 | | | × | × | × | × | 26 | 27 | 28 | 28 | — | 27 |
| 5 | | × | × | × | × | × | 26 | 27 | 29 | 29 | 28 | 28 |
| 6 | × | × | × | × | × | × | 20° | 25° | 29° | 32 | 30 | } 35° |
| 7 | × | × | × | × | × | × | 38 | 36+ | 37 | 35 | — | |
| 8 | | × | × | × | × | × | 23 | 25 | 26 | 27 | — | 25 |
| 9 | | | × | × | × | × | 26 | 26 | 28 | 24 | — | 26 |
| 10 | | | | × | × | × | 19 | 22+ | 21+ | 19 | — | 20 |
| 11 | | | | | × | × | 15 | 15 | 15 | 13 | — | 14 |
| 12 | | | | | | × | 11 | 11 | 11 | 9 | — | 10 |
| **Mit Pappelholzunterlage** | | | | | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | × | 12 | 12 | 11 | — | — | 12 |
| 14 | | | | | × | × | 18 | 18 | 17 | — | — | 18 |
| 15 | | | | × | × | × | 22 | 22 | 21 | — | — | 22 |
| 16 | | | × | × | × | × | 28 | 25 | 25 | — | — | 26 |
| 17 | | × | × | × | × | × | 29 | 28 | 28 | — | — | 28 |
| 18 | × | × | × | × | × | × | 30 | 34 | 32 | — | — | 32 |
| 19 | × | × | × | × | × | × | 32 | 32 | 32 | — | — | 32 |
| 20 | | × | × | × | × | × | 27 | 26 | 26 | — | — | 26 |
| 21 | | | × | × | × | × | 24 | 24 | 23 | — | — | 24 |
| 22 | | | | × | × | × | 19 | 20 | 21 | — | — | 20 |
| 23 | | | | | × | × | 15 | 15 | 16 | — | — | 15 |
| 24 | | | | | | × | 11 | 11 | 11 | — | — | 11 |
| 25 | | | | | × | | 7 | 7 | 7 | — | — | 7 |
| 26 | | | | × | | | 7 | 8 | 8 | — | — | 8 |
| 27 | | | | × | × | | 11 | 13 | 14 | — | — | 13 |
| 28 | | | × | × | | | 16 | 14 | 14 | — | — | 15 |
| 29 | | × | × | × | | | 20 | 20 | 20 | — | — | 20 |

× Schwellenschrauben festgezogen.

\+ Verschiebung ruckartig.

° Keine Verschiebung bei 5 und 6, daher im Mittel unberücksichtigt.

Versuch 2. Muttern so weit angezogen, daß die Federringe zusammengepreßt waren. Druckkraft im Mittel 21 t.

Versuch 3. Anlageflächen der Laschen geölt, sonst wie 1. Druckkraft im Mittel 7 t.

Versuch 4. Anlageflächen der Laschen geölt, sonst wie 2. Druckkraft im Mittel 28 t.

## Über die Wärmedehnung der Eisenbahnschienen.

Von **Eugen Jurenák**, Oberingenieur in Budapest.

Hierzu Tafel 9.

Die Frage der Verlängerung der Schienen wird auch von den Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen lebhaft verfolgt. Im Frühling vorigen Jahres erhielt ich den Auftrag, über die Schienendehnung eingehende Untersuchungen anzustellen, die ich folgenderweise ausführte: auf Strecken verschiedener Oberbauformen grenzte ich zum Zwecke der Versuche Abschnitte in der Länge von 0,5 bis 1,0 km durch je vier in Beton gefaßte Eisenpflöcke ab (Textabb. 1). Beim Einmessen der Stoßfugen wurden stets auch die Abstände von den zwischen den Pflöcken gespannten Fäden bis zu den im Versuchsabschnitt reichenden Schienenenden, d. h. die Längen $l_0$ und $l_8$ gemessen; dadurch konnte jede die Stoßfugenmaße beeinflußende fremde Wirkung ausgeschaltet werden. Wenn nämlich nicht gerade die Maße $l_0$ und $l_8$ gegen die Ausgangsmessungen gleich blieben oder der Zuwachs der einen mit einer Verminderung der anderen sich ausglich, mußte das

Gesamtmaß der Stoßfugen noch vor Berechnung des Durchschnittes entsprechend vergrößert oder verkleinert werden. Nur hierdurch konnte die Veränderung der Fugenmaße als reine Funktion der Änderung des Wärmegrades dargestellt werden.

Mit gutgeschulten Hilfskräften und zweckentsprechenden Meßgeräten konnte ich die Stoßfugen je eines Versuchsabschnittes im Verlaufe von nur 10 bis 15 Minuten, also bei gleichem Wärmegrad vermessen. Das Ergebnis der gesammelten Angaben (bei 7500 an der Zahl) ist auf den Schaulinien der Abb. 1 bis 8, Taf. 9 ersichtlich. Auf der Abszissenachse sind die Wärmegrade der Luft (im Schatten gemessen) aufgetragen; die zugehörigen Ordinatenpunkte geben das vorgefundene Durchschnittsmaß der Stoßfugen an. Die Verbindung der Ordinatenendpunkte veranschaulicht folglich die Änderung der Stoßfugen, verursacht durch die Änderung des Wärmegrades. Die Ausgleichsgeraden sind strichpunktiert. Ferner ist die der physikalischen Ausdehnungsformel für Hartstahl $l - l_0 = l_0 \cdot 0{,}000012\, t^0$ entsprechende Gerade ausgezogen eingetragen. Aus dem Vergleich beider Linien ist zu ersehen, daß das Maß der Schienendehnung in den Fällen der Abb. 1 bis 6, Taf. 9 der Formel nahezu entsprochen hat, da die Geraden fast gleichlaufend sind. Nun ist bei den Oberbauformen der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen die getrennte Befestigungsart der Schienen nirgends angewendet, vielmehr sind die Schienen ohne Spannplatten bloß durch unmittelbares Annageln oder Anschrauben befestigt. Die Schienen können

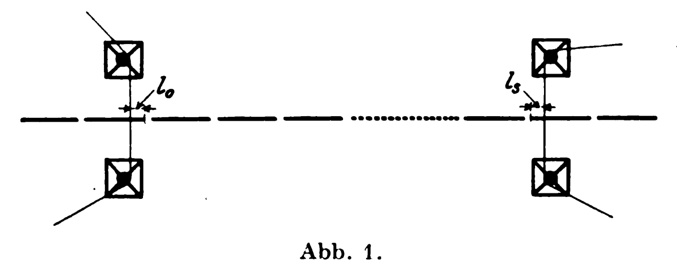



Abb. 1.

also der Wärmedehnung frei folgen und die Herabsetzung der Stoßfugenweite ermöglicht in den Schienen bei den höheren Wärmegraden einen achsialen Druck. Dieser könnte in unseren 12 m langen Schienen mit ihrer Querschnittfläche von 54,9 m² beispielsweise infolge Verhinderung einer Dehnung von bloß 4 mm besonders unter Mitwirkung der Schienenwanderung leicht ein mögliches Höchstmaß von 40 t erreichen. Denn $\sigma_{max} = \frac{E \Delta l}{l} = \frac{2200000 \cdot 4}{12000} = 733$ kg/cm² und $Q_{max} = 733 \cdot 54{,}9 \simeq 40000$ kg. Die Schaulinien bestätigen jedoch das Ausdehnungsgesetz bloß für Schienenlängen bis zu 16 m. Dies muß betont werden, da als zweifellos angenommen werden kann, daß die Dehnung bei größeren Längen hinter dem linearen Zuwachs stetig zurückbleibt. Beispielsweise sei auf Abb. 7, Taf. 9 hingewiesen, aus der zu ersehen ist, daß, im Gegensatz zu Abb. 1 bis 6, Taf. 9, die Dehnung der Schienen von 35 m dem linearen Gesetz gegenüber schon versagt.

Daß die getrennte Befestigungsart die Schienendehnung merklich hindert, konnte ich in einem Falle dennoch feststellen. Auf der Linie Budapest—Györ wurden nämlich einige hundert Spannplatten versuchsweise eingebaut. Diese haben, wie Abb. 8, Taf. 9 deutlich zeigt, die Dehnung der Schienen tatsächlich hemmend beeinflußt.

Selbstredend verzeichnete ich anläßlich der Stoßfugenvermessungen bei klarem Wetter nebst den Wärmegraden im Schatten auch die im Sonnenschein. Diese Angaben können in jenen Fällen als besonders lehrreich bezeichnet werden, wo es gelang, die Messungen bei vorher bereits stundenlang anhaltenden, genau gleichen Wärmeverhältnissen durchzuführen. Die Ergebnisse der dieser Bedingung entsprechenden Untersuchungen sind auf den Abb. 3 bis 6, Taf. 9 vermerkt, woselbst Ordinaten auch für die gleichzeitigen Wärmegrade im Sonnenschein eingeschaltet sind. Meiner Ansicht nach liefern die Schaubilder einen Beweis dafür, daß dem Ermitteln des Wärmegrades der sonnenbeschienenen Schienen allzugroße Wichtigkeit beigemessen wird. Obwohl nämlich anläßlich der in Rede stehenden Vermessungen das Antasten der Schienen geradezu schmerzvoll war, ihr Wärmegrad also den der Luft im Sonnenschein zweifellos beträchtlich überstieg, wurden den Schaulinien und ihren Ausgleichsgeraden entsprechend Stoßfugendurchschnitte von 3,6 oder 4,7 oder 3,8 und 2,5 mm festgestellt, nicht aber Durchschnittsmaße von $s_1$, $s_2$, $s_3$ und $s_4$ mm, die den in der Sonne gemessenen Wärmegraden entsprochen hätten. Das negative Vorzeichen von $s_3$ bedeutet dabei, daß in den Schienen über das allgemeine Anschließen hinaus bereits ein achsialer Druck entstehen hätte müssen. wenn der Wärmegrad im Sonnenschein maßgebend wäre.

Daß die Sonnenbestrahlung bloß eine untergeordnete Einwirkung haben kann, glaube ich wie folgt erklären zu können: von der Oberfläche der Schiene kann der sonnenbeschienene Teil höchstens gleich groß mit dem der Sonne abgewendeten Teil sein, da demgegenüber der Flächeninhalt des beschatteten Teils wenigstens dem des beschienenen gleichkommt. Dies ist im Verlauf eines Tages bloß zweimal

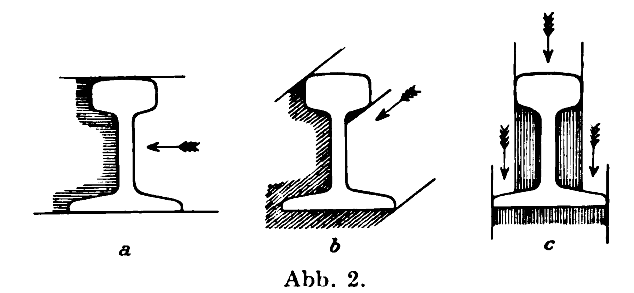



Abb. 2.

möglich: bei Sonnenaufgang und Sonnenuntergang, also wohlgemerkt zu Zeiten, wo die Sonnenstrahlen noch oder bereits wieder kraftlos sind (Textabb. 2a).

Mit dem Anwachsen des Einfallwinkels der Sonnenstrahlen nimmt der beschienene Teil zugunsten der Kehrseite beständig ab (Textabb. 2b) und erreicht sein Mindestmaß zu Mittag, also wenn die Sonnenwirkung am stärksten ist (Textabb. 2c). Diese Verhältnisse sind außer vom Sonnenstande auch von der Himmelsrichtung abhängig, in der das Gleis liegt (Anmerk. der Schriftl.).

Die Abänderung des Anteils der beiden Oberflächenteile gestaltet sich bei unseren Schienen zu 42,8 kg/m mit einer Kopfbreite von 70 mm, Schienenhöhe 139 mm, Fußbreite 120 mm wie folgt:

| Einfallwinkel der Sonnenstrahlen | Sonnenbeschienener Teil | Beschatteter Teil |
|---|---|---|
| | % der Summe beider Teile | |
| 0° | 50 | 50 |
| 30° | 39 | 61 |
| 45° | 38 | 62 |
| 60° | 34 | 66 |
| 90° | 27 | 73 |

Je größer also die Wirkung der Sonne auf die Flächeneinheit, um so kleiner ist ihre Wirkungsfläche und umgekehrt. Man muß sich außerdem noch vor Augen halten, daß nach der vorstehenden Erklärung die Bahnebene der Sonne senkrecht zur Schienenachse bis zum Zenith gedacht ist. Das

tritt aber tatsächlich kaum ein, so daß das Schattengebiet noch mehr vorherrscht. Man kann es also als sicher hinstellen, daß die Wärmegrade des Schattens maßgebend sein müssen, die das Eisen als guter Wärmeleiter ja ebenso gut ausgleichend weiterleitet wie die Wärmegrade des Sonnenscheines. Die Güte der Wärmeleitung kann übrigens als ein ziemlich dehnbarer Begriff bezeichnet werden. Ich machte zur wärmsten Zeit des Sommers 1927 eine Reihe von besonderen Beobachtungen über die gleichzeitigen Wärmegrade im Schatten und im Sonnenschein. Der Genauigkeit wegen verwendete ich hierzu je zwei Luftwärmemesser und zwei Kesselwärmemesser. Die Quecksilberbehälter der letztgenannten waren in äußerst feinem Eisenstaub versenkt. Im Schatten zeigten die vier Meßgeräte genau den gleichen Wärmegrad an. Den sengenden Sonnenstrahlen ausgesetzt stiegen die Quecksilbersäulen der Luftwärmemesser sofort und erreichten ihre endgültige Höhe schon im Verlaufe einiger Minuten. Demgegenüber vergingen wohl über $1\frac{1}{2}$ Stunden, ehe die Kesselwärmemesser denselben Wärmegrad anzeigten, obzwar des Antasten der Oberfläche des Eisenstaubes bereitsn ach kurzer Zeit schmerzhaft wirkte. Endlich mußten noch weitere 15 bis 20 Minuten verstreichen, bis das Quecksilber noch um 5 bis $6^0$. bis zur endgültigen Lage höher stieg.

Selbstverständlich kann für die Beurteilung der Wärmeleitung der Eisenstaub, der zwischen den einzelnen Staubkörnern Lufträume läßt, mit dem massiven Stahl nicht verglichen werden. Dennoch ist zu bemerken, daß auch im dichten Walzstahl die Leitung der Wärme rechtwinklig zur Richtung der Fasern zweifellos langsamer vor sich geht als in der Walzrichtung.

Unabhängig von den Untersuchungen am Betriebsgleise richtete ich noch eine Versuchsstelle besonderer Art ein. Es wurden zwei gleiche, 22 m lange Schienen an einem Ende in festen Betonblöcken $F_1$, $F_2$ unbeweglich eingemauert. Die Schiene $F_2$ ruhte auf Stahlwalzen von 3 cm Durchmesser, die auf zwei nebeneinander angeordneten Schienensträngen lagen. Hierdurch war das Dehnen der Versuchsschiene nach Möglichkeit erleichtert. Der Schiene $F_1$ hingegen wurden alle Hindernisse bereitet, die der Ausdehnung der Streckenschiene begegnen (Textabb. 3 und 4).

20 m von den Betonblöcken entfernt wurden in den Fuß beider Versuchsschienen Stahlkeile als Meßmarken eingesetzt, die mit ihren haarscharfen Kanten an Meßleisten aus Messing die Dehnung beider Versuchsschienen gleichlaufend zeigten. Die Ergebnisse der Aufnahmen sind in Abb. 9 und 10, Taf. 9 dargestellt, die für die Zeit von Mai bis Ende 1927 die bei den verschiedensten Luftwärmegraden beobachteten Stellungen der Meßmarken enthalten. Die ausgezogenen Geraden bedeuten die gesetzmäßige Dehnung nach der Formel $l = l_0 (1 + 0{,}000012\, t^0)$. Die strichpunktierten Geraden sind die Ausgleichslinien der beiden Beobachtungsgruppen. Dabei bezieht sich Abb. 9, Taf. 9 auf die unbehinderte Dehnung (Schiene $F_2$), Abb. 10, Taf. 9 dagegen auf die behinderte Ausdehnung ähnlich der einer Streckenschiene (Schiene $F_1$).

Der auffallende Neigungsunterschied der beiden Ausgleichsgeraden zu der gesetzmäßigen beweist, daß die Dehnung der Schiene $F_2$ im Verhältnis bedeutend stärker war als die der Schiene $F_1$. Es liegt ein gewisser Gegensatz zu den aus Abb. 1 bis 6, Taf. 9 ersichtlichen Ergebnissen vor. Der Widerspruch ist jedoch nur scheinbar. Man denke bloß an den wesentlichen Unterschied der Umstände, die bei den Untersuchungen im Gleise und außerhalb obwalteten. Die Versuchsschienen $F_1$ und $F_2$, abseits von der Verkehrsstrecke eingebaut, verblieben während der ganzen Zeitdauer der

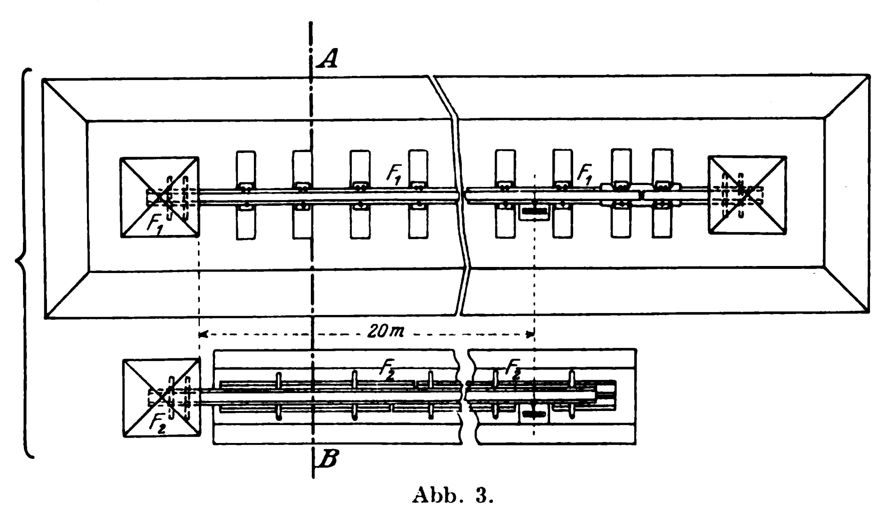



Abb. 3.

Untersuchungen in vollständiger Ruhe, nur daß die Schrauben der Schiene $F_1$ zweimal behutsam nachgespannt wurden. Hierdurch konnte sogar die in Ungarn übliche Schienenbefestigung auf die Dehnung hemmend wirken.

Bei den stets befahrenen Streckenschienen hingegen läßt die Festigkeit der Schrauben auch bei peinlichst genauer Gleispflege soweit nach, daß die unstreitig durch elementare Kräfte verursachte Schienendehnung unvermindert bleibt.

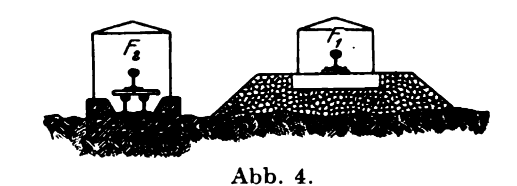


Abb. 4.

Hätte die Versuchsschiene $F_1$ gleicherweise wie die Streckenschienen während der Zeitdauer der Untersuchungen 100000 bis 120000mal den Raddruck von sechs bis acht Tonnen erleiden müssen, so wäre ihre Dehnung meines Erachtens mit der der Versuchsschiene $F_2$ gleich gewesen.

Erfahrungsgemäß wird ein Stoßfugenmaß von 20 mm (den Wärmegraden $-25^0$C und $+45^0$C entsprechend) als äußerste Grenzmöglichkeiten noch als unschädlich angesehen. Auf Grund meiner Untersuchungen schlug ich als höchstes Längenmaß der Schieneneinheiten 24 m vor. Die Dehnung wird für $70^0$ Wärmeschwankung ($-25^0$C und $+45^0$C) genau berechnet: $70 \cdot 24 \cdot 0{,}012 = 20{,}16$ mm.

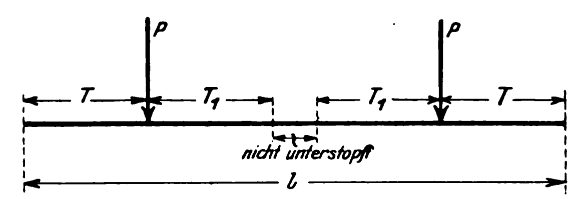
## Zur Berechnung der Querschwellen.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Diehl**, Karlsruhe.

Im folgenden soll kurz gezeigt werden, daß für die Berechnung der Tragfähigkeit von Querschwellen unter Beachtung der für die Art des Unterstopfens, insbesondere bei Eisenschwellen, gültigen Vorschriften die von Engesser im Organ 1888 angegebene Formel den tatsächlichen Verhältnissen besser entsprechende Werte gibt als die von Zimmermann in seinem Werk „Die Berechnung des Eisenbahnoberbaues" 1888,* abgeleitete Formel. Im Anschluß daran soll aus der Formel von Engesser eine kurze, für den praktischen Gebrauch aber wohl ausreichende Näherungsformel entwickelt werden, die auch die Radstandsverhältnisse bei dichter Lastfolge, wie sie für die Berechnung der Querschwellen maßgebend ist, berücksichtigt.

Zimmermann setzt eine überall gleichmäßige Unter-

stopfung der ganzen Schwelle voraus; Engesser nimmt an, daß die Querschwelle in der Mitte auf eine gewisse Strecke nicht unterstopft, daß die Tangente an die Biegungslinie der Schwelle in den Lastpunkten parallel zur Axe der unbe-




lasteten Schwelle sei und daß der Bodendruck vom Lastpunkte aus nach beiden Seiten hin in parabolischem Verhältnis abnehme. Unter diesen Voraussetzungen ergeben sich für verschiedene Arten von Eisenschwellen die folgenden Maße für T und $T_1$ und für das nicht unterstopfte Teilstück der Schwelle, wenn s die Regelspurweite und l die Schwellenlänge bedeutet.

| Schwellenform | l<br>cm | $T = \frac{l-s}{2}$<br>cm | $T_1$ nach Engesser<br>cm | Nicht unterstopfte Länge $= s - 2T_1$<br>cm |
|---|---|---|---|---|
| Badische Form, 60 mm hoch, Gewicht 42 kg . | 225 | 37,5 | 41 | 68 |
| Desgl. 75 mm hoch, Gewicht 54 kg .......... | 225 | 37,5 | 41 | 68 |
| Desgl. 100 mm hoch, Gewicht 70 kg .......... | 240 | 45 | 51 | 48 |
| Reichsoberbau $Sw_{1a}$ 100 mm hoch, Gewicht 78 kg ............... | 250 | 50 | 58 | 34 |

Die neuerdings für den Reichsoberbau verwendeten Bettungsfüllkästen sind so gebaut, daß in Gleismitte ein Stück von 40 cm von der Unterstopfung frei bleibt. Die der Berechnungsweise von Engesser zugrunde liegenden Annahmen treffen also gerade bei den schweren Walzformen gut zu.

Ein Vergleich der nach Zimmermann und nach Engesser ermittelten Werte für die Beanspruchung im Lastpunkt ergibt für neue Schwellen und für eine Radlast von 1000 kg = 1 t die hierunter zusammengestellten Zahlen, wobei r den Radstand, a den Schwellenabstand bedeuten. Die Zahlen in Klammern geben das jeweilige Verhältnis zwischen Schienendruck und Radlast an.

| Schwellenform | a in cm | $\frac{r}{a}$ | Beanspruchung in kg/qcm bei einer Bettungsziffer von C = 8, nach E | C = 8, nach Z | C = 15, nach E | C = 15, nach Z | nach Z mehr als nach E in % C=8 | C=15 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Badische Form, 60 mm hoch . | 78 | 2 | 215 (0,53) | 369 (0,53) | 212 (0,55) | 384 (0,55) | 72 | 81 |
| Desgl. (Höllentalbahn) . . . . | 100 | 1,5 | 278 (0,69) | 480 (0,69) | 270 (0,70) | 491 (0,70) | 73 | 82 |
| Desgl. 75 mm hoch . . . . . . | 78 | 2 | 117 (0,53) | 185 (0,54) | 119 (0,56) | 199 (0,56) | 58 | 67 |
| Desgl. 100 mm hoch . . . . . . | 78 | 2 | 93 (0,53) | 125 (0,53) | 94 (0,55) | 131 (0,55) | 35 | 39 |

Man sieht, daß insbesondere bei den leichten Schwellen die Formel von Zimmermann bis zu 82 % höhere Werte ergibt als die von Engesser; bei den schweren Schwellen ist der Unterschied geringer.

Für neue, 60 mm hohe Schwellen im Abstand von 1 m und bei einer Radlast von 7,4 t ergibt sich demnach bei C = 8 eine Spannung

von 7,4 . 278 = 2057 kg/qcm nach Engesser
und von 7,4 . 480 = 3552 kg/qcm nach Zimmermann.

Für Schwellen, die am Schienenlager nur 4 mm eingerieben sind, ergäbe sich eine Spannung von

2264 kg/qcm nach Engesser und
von 4100 kg/qcm nach Zimmermann.

Dieser rechnungsmäßigen Beanspruchung haben die Schwellen der Zahnradstrecke der badischen Höllentalbahn nahezu 30 Jahre standgehalten. Bei Zerreißversuchen, die im Jahre 1917 mit Flachstäben aus der Kopfplatte solcher Schwellen vorgenommen wurden, ergab sich als Mittel aus sechs Versuchen eine Zerreißfestigkeit des Flußeisens von 4220 kg/qcm, eine Streckgrenze von nahezu 3000 kg/qcm und eine Dehnung beim Langstab von rund 25 %. Es geht daraus hervor, daß die der Formel von Zimmermann zugrunde gelegte Voraussetzung gleichmäßiger Unterstopfung auf die ganze Schwellenlänge — bei Eisenschwellen sicher — zu ungünstig ist und daß die Engessersche Formel der Wirklichkeit viel näher kommt.

Die von Engesser abgeleitete Formel zur Berechnung des Größtmomentes der Querschwelle lautet:

$$M = \frac{P t^2}{u}\left(1 - \frac{\varphi}{2}\right).$$

Hierin bedeuten:

P den Schienendruck, d. h. den auf die Schwelle entfallenden Teil des Raddrucks;

t = T vermindert nun die halbe Schienenfußbreite = $= \frac{l-s}{2} - \frac{f}{2}$;

u die unterstopfte Länge der Schwelle = l — 40 cm;

$\varphi$ einen Beiwert von der Größe $\varphi = 1 : \left[\frac{24 E' J'}{C b T^4} + \frac{11}{15}\right]$,

worin

E′ die Elastizitätsziffer,

J′ das Trägheitsmoment der Schwelle,

b ihre untere Breite und

C die Bettungsziffer bedeutet.

Nun ist nach Zimmermann der Schwellensenkungsdruck $D = \frac{C b u}{2(1+\varphi)}$ und der Schienenbiegungsdruck $B = \frac{C E J}{a^3}$, wobei E und J sich auf die Schiene beziehen und a den Schwellenabstand bedeutet; ferner ist $\frac{B}{D} = \gamma$. Setzt man $D_0 = \frac{C b u}{2}$ und demgemäß $\gamma_0 = \frac{B}{D_0}$, so wird $D = \frac{D_0}{1+\varphi}$, woraus folgt

$$1 - \frac{\varphi}{2} = \frac{3}{2} - \frac{\gamma}{2\gamma_0}.$$

Der Schienendruck P nimmt für verschiedene Verhältnisse von Radstand r zu Schwellenabstand a die Werte an: für

$$\text{für } \frac{r}{a} = 2,\ P = \frac{4\gamma+1}{8\gamma+1} . G = G\left[\frac{1}{2} + \frac{1}{16\gamma} + \ldots\right] = \frac{a}{r} . G\left[1 + \frac{1}{8\gamma} + \ldots\right];$$

$$\text{für } \frac{r}{a} = 1{,}5,\ P = \frac{8\gamma+3}{12\gamma+4} . G = G\left[\frac{2}{3} + \frac{1}{36\gamma} = \ldots\right] = \frac{a}{r} . G\left[1 + \frac{1}{24\gamma} + \ldots\right].$$

wenn G den Raddruck darstellt. Die Formeln gelten für engstehende Radlasten, wie sie praktisch bei der Berechnung der Tragfähigkeit der Schwellen in der Regel vorausgesetzt werden müssen, da dies der ungünstigste Fall ist. Für eine Einzellast muß mit der Formel

$$P = \frac{\gamma + 2}{3\gamma + 2} \cdot G$$

gerechnet werden.

Man erhält dann für das Größtmoment im Lastpunkt die Werte:

$$\text{für } \frac{r}{a} = 2, \quad M = \frac{G\,t^2}{u} \cdot \frac{a}{r} \left(1 + \frac{1}{8\gamma} + \dots\right) \cdot \left(\frac{3}{2} + \frac{\gamma}{2\gamma_0}\right)$$

$$\text{für } \frac{r}{a} = 1{,}5, \quad M = \frac{G\,t^2}{u} \cdot \frac{a}{r} \left(1 + \frac{1}{24\gamma} + \dots\right) \cdot \left(\frac{3}{2} + \frac{\gamma}{2\gamma_0}\right)$$

Da nun $\gamma$ meistens zwischen 1,0 $\gamma_0$ und 1,2 $\gamma_0$ schwankt und im Mittel $\gamma = 1{,}1\ \gamma_0$ oder $\gamma_0 = 0{,}9\ \gamma$ gesetzt werden kann, erhält man für die Klammerausdrücke die Werte:

$$\text{für } \frac{r}{a} = 2 \ : \ 0{,}95 + \frac{0{,}12}{\gamma}$$

$$\text{für } \frac{r}{a} = 1{,}5 : \ 0{,}95 + \frac{0{,}04}{\gamma}.$$

Hierbei ist das zweite Glied im Verhältnis zum ersten klein, so daß man annähernd beide Ausdrücke = 1 setzen kann. Man erhält dann für engstehende Radlasten folgenden Wert für das Größtmoment in der Schwelle:

$$M = \frac{a}{r} \cdot \frac{t^2}{u} \cdot G,$$

eine Formel, die sich selbstredend auch ohne weiteres ableiten läßt, wenn man die Schwelle als unelastisch von Anfang an vorausgesetzt hätte.

Zur Beurteilung der Zuverlässigkeit der Formel sollen die genauen Werte nach Engesser den nach der Näherungsformel ermittelten gegenübergestellt werden unter Zugrundelegung einer Radlast von G = 1 t. Bei der genauen Formel ist dabei der Mittelwert des Momentes für C = 8 und für C = 15 eingesetzt. Die folgende Zusammenstellung zeigt, daß die Abweichungen von der genauen Formel nur klein sind. Im Hinblick auf die Unsicherheit der Berechnungsgrundlagen, die insbesondere in der Wahl der Bettungsziffer, in der Ungleichmäßigkeit der Unterstopfung der einzelnen Schwellen und auch im Abnutzungsgrad der Schwellen (vgl. den Wert von J' in dem Ausdruck für $\varphi$) liegen, dürfte diese auf Grund der Engesserschen Berechnungsweise abgeleitete Näherungsformel als verhältnismäßig zuverlässig bezeichnet werden. Sie gilt, wie nochmals betont wird, nur für engstehende Radlasten.

| Schwellenform | $\frac{r}{a}$ | l cm | $u = l - 40$ cm | $t = \frac{l - s}{2} - \frac{f}{2}$ cm | M Näherungsformel kgcm | M genaue Formel kgcm | Fehler in % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Badische Form 60 mm hoch . | 2 | 225 | 185 | 32 | 2767 | 2767 | 0% |
| Desgl. (Höllentalbahn)..... | 1,5 | 225 | 185 | 32 | 3690 | 3552 | + 3,9% |
| Desgl. 75 mm hoch ........ | 2 | 225 | 185 | 32 | 2767 | 2936 | — 5,4% |
| Desgl. 100 mm hoch ..... | 2 | 240 | 200 | 39 | 3803 | 3959 | — 3,9% |
| Reichsoberbau $Sw_{1a}$ ..... | 2 | 250 | 210 | 44 | 4610 | 4560 | + 1,9% |

# Zur Ausgestaltung des Holzschwellenoberbaus.

Von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. K. Schaechterle, Stuttgart.

Die beachtenswerten Ausführungen des Vorstands der Oberbauabteilung der Niederländischen Staatsbahnen, Ingenieur Ch. H. J. Driessen, Utrecht, in Heft 3 des Organs, Jahrgang 1928 („Einige wirtschaftliche Betrachtungen über den Oberbau"), veranlassen mich zu der Frage der Ausgestaltung des Oberbaus auf Holzschwellen nochmals Stellung zu nehmen.

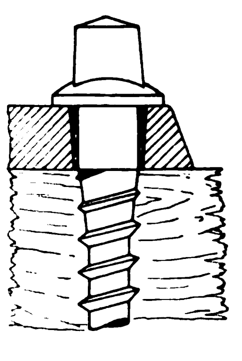


Abb. 1.

Nach Driessen hat sich bei den Niederländischen Staatsbahnen während eines Zeitraums von 15 Jahren gezeigt, daß die Liegedauer der Weichholzschwellen stark gesteigert wird, wenn diese anstatt mit gewöhnlichen Unterlegplatten mit gußeisernen Stühlen ausgestattet werden, die eine Fläche von mehr als 600 cm² haben und durch Schwellenschrauben tatsächlich unverrückbar mit den Schwellen verbunden sind. Über den Reichsoberbau K mit Schienen S 49 auf Holzschwellen sagt Driessen u. a.:

„Beim Oberbau der Deutschen Reichsbahn ist die Fläche der Platten 552 cm² (in den Krümmungen allerdings 624 cm²), aber es muß eine elastische Biegung dieser an sich wohl dicken, aber sehr langen Platten erwartet werden, so daß also eine gleichmäßige Druckverteilung nicht auftreten wird und schließlich beim Zusammendrücken des Schwellenholzes eine Bewegung in wagrechter Richtung auftreten kann, da die Schwellenschrauben die Löcher in den Platten nicht ganz ausfüllen können. Dies alles macht, daß m. E. wohl auf eine längere Lebensdauer der Schwellen gerechnet werden kann, die Vorteile einer getrennten Befestigung aber nicht völlig ausgenützt werden."

Beim Oberbau der Niederländischen Staatsbahnen ist die Fläche der Schienenstühle 630 cm², der Baustoff der

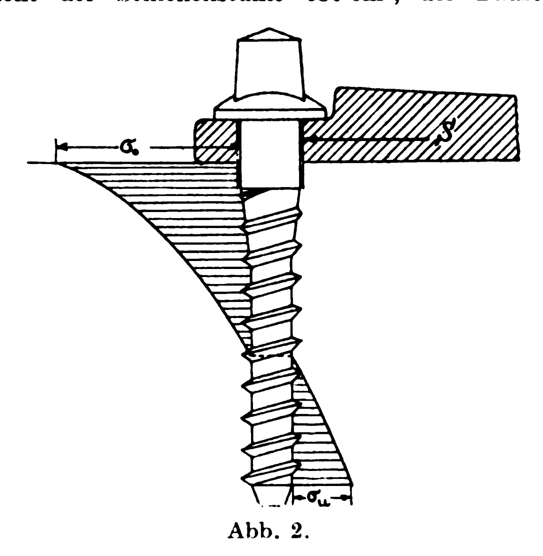


Abb. 2.

hohen Stühle (Gußeisen) verbürgt eine ganz gleichmäßige Druckverteilung, während eine Verschiebung der Stühle auf den Schwellen in wagrechter Richtung ausgeschlossen ist, da die Schwellenschrauben mittels eines Holzringes die Löcher in den Stühlen ganz ausfüllen (Abb. 1). Außerdem ist zu

beachten, daß der Oberbau der Niederländischen Staatsbahnen für Achslasten von 20 t bemessen ist.

Ob der neue Reichsoberbau K mit Schienen S 49 auf Holzschwellen auf die Dauer für Achslasten bis 25 t und Zuggeschwindigkeiten bis 125 km/Std. genügt, muß die Erfahrung lehren. Neben den unbestreitbaren großen Vorzügen in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht haften ihm noch, worauf Driessen mit Recht hinweist, Unvollkommenheiten an, die beseitigt oder zum mindesten verringert werden können. Die schwache Seite des Reichsoberbaus K liegt in der Befestigung der Unterlegplatten auf dem Schwellenholz. Die gewählte Befestigungsart der Rippenplatte auf der Holzschwelle hat den Mangel, daß die von den Fahrzeugen auf die Schienen und von diesen auf die Rippenplatten übertragenen Seitenstöße der Fahrzeuge die Schwellenschrauben auf Biegung und Schub beanspruchen, dadurch hohe Lochwanddrücke im Schwellenholz hervorrufen (Abb. 2). Hierzu kommt der weitere Mangel, daß die Schwellenschrauben die Löcher in den Unterlegplatten nicht satt ausfüllen, wodurch eine Verschiebung der Unterlegplatte auf der Schwelle in wagrechter Richtung möglich ist. Es besteht deshalb die Gefahr, daß das dauernde Rütteln und Stoßen der schweren rollenden Lasten verhältnismäßig bald zu Lockerungen und Lochausweitungen führt, die eine Erhöhung der Unterhaltungsaufwendungen bedingen und ein vorzeitiges Auswechseln der Schwellen erforderlich machen können.

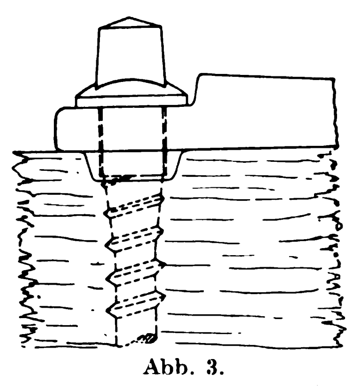


Abb. 3.

Auf Grund eingehender Studien, theoretischer Berechnungen und praktischer Versuche über Holzverbindungen habe ich s. Z. eine Entlastung der Schwellenschrauben von Seitenkräften durch runddübelartige Ansätze an den Unterlegplatten vorgeschlagen (Abb. 3). Dieser Vorschlag ist wohl wegen der Schwierigkeit der Herstellung der dübelartigen Ansätze an den gewalzten Platten abgelehnt worden.

Die gekennzeichneten Mängel können aber auch einfach und wirksam dadurch gemildert werden, daß eine besondere Art federnder oder elastischer Ringdübel angewandt wird, die in entsprechende Ausarbeitungen des Schwellenholzes eingreifen. Die Ausarbeitungen können gleichzeitig mit den Verbohrungen für die Schwellenschraube ohne besonderen Arbeitsvorgang und in genau zentrischer Lage ausgeführt werden, der Ringdübel ist im oberen Teil zwischen Schraubenschaft und Plattenloch eingespannt. Die satte Anlagerung wird durch das Anziehen der mit konischem Anzug versehenen Schwellenschraube erreicht. Ein Ausführungsbeispiel ist in Abb. 4a und 4b dargestellt. Die Kosten der Verbesserung sind gering und werden gegenüber den technischen und wirtschaftlichen Vorteilen der Befestigungsweise, die in der unverschieblichen Befestigung der Unterlegplatte auf der Schwelle und der dadurch erreichten längeren Liegedauer der Schwellen bestehen, kaum ins Gewicht fallen.

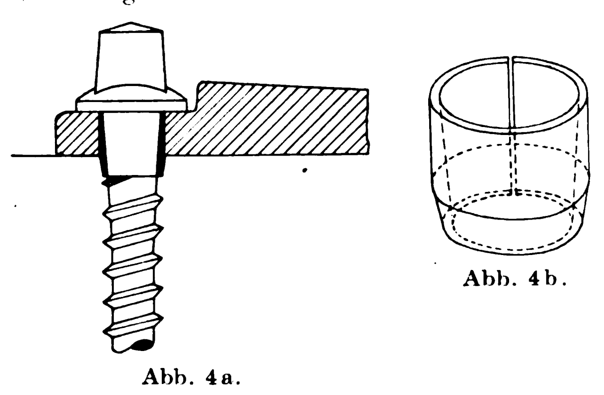


Abb. 4a. Abb. 4b.

# Persönliches.

### Reichsbahndirektionspräsident Dr. Stapff,

der Vorsitzende des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen vollendete am 1. Mai d. J. sein 60. Lebensjahr.

Dr. Stapff übernahm, nachdem er sich in den verschiedensten Stellungen des Staats- und Reichseisenbahndienstes bewährt hatte, Ende Juli 1925 die Leitung der Reichsbahndirektion Berlin und damit zugleich den Vorsitz im Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen.

Während seiner dreijährigen Tätigkeit in diesem Amte hat Präsident Stapff der Fortentwicklung und dem weiteren Ausbau der Einrichtungen des Vereins sein besonderes Interesse gewidmet. Durch eine Reihe von Anregungen hat er es weiter verstanden, neue Aufgaben dem Verein zuzuführen und hierdurch sein Arbeitsgebiet zu erweitern. Diese Tätigkeit für den Verein ist um so höher zu bewerten, als die Leitung der Direktion Berlin und der hiermit verbundene Vorsitz in der Ständigen Tarifkommission bereits ein volles Maß von Arbeit bedeuten. Mit Geschick und Erfolg leitete Präsident Stapff die im Herbst 1925 in Salzburg und im Herbst 1927 in Lübeck (Travemünde) abgehaltenen Vereinsversammlungen.

Die Schriftleitung des „Organs", des technischen Fachblattes des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen, bringt Präsidenten Stapff die besten Wünsche für den weiteren Lebensweg und für die Fortsetzung seiner erfolgreichen Tätigkeit im Dienste des Vereins dar.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Eisenbetonschwellen in China.

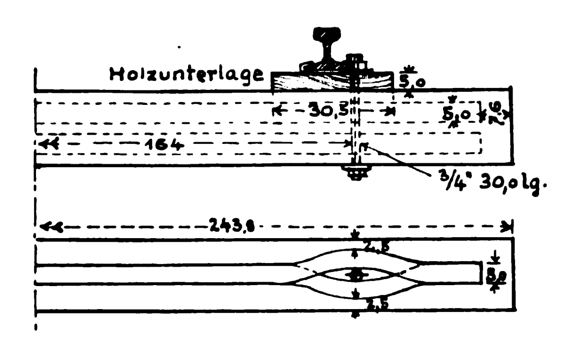
In China wird fast allgemein die Schwelle aus japanischem Hartholz verwendet. Das Steigen des Holzpreises und der Wunsch eine Schwelle von längerer Lebensdauer zu erhalten, waren die Veranlassung, die Einführung der Eisenbetonschwelle zu erwägen. Zur Bestimmung der Beanspruchung der Schwellen auf Biegung wurden an Holzschwellen größere Versuche angestellt, aus denen der Elastizitätsmodul und damit die Biegungslinie bestimmt werden konnte. Hierbei wurden Biegungsmessungen an den Schienenauflagern und in Schwellenmitte vorgenommen. Die Versuche wurden angestellt an Schienen mit 27 kg Metergewicht und mit einer Lokomotive mit sechs gekuppelten Achsen und 12 t Achsdruck. Es wurden zwei Versuchsreihen durchgeführt und zwar bei Gleisen mit und ohne Schotterbett. Die Durchbiegungen ergaben sich wie folgt:

Gleise ohne Schotter: Auf 15 cm Tiefe fester, verschlammter Boden, 13 Schwellen auf 9,14 m Schienenlänge, größte Durchbiegung = 4 mm.

Gleise mit Schotter: Schotter 15 cm unter Schwelle. 13 Schwellen auf 9,14 Schienenlänge, größte Durchbiegung = 2,5 mm.

Auf Grund dieser Voruntersuchungen wurde die Eisenbetonschwelle mit überall gleichem Querschnitt entworfen, deren Bewehrung aus zwei alten Heizrohren bestand, die zur Erreichung

einer besseren Betonhaftung unter den Schienenauflagern seitlich ausgebogen waren (siehe Abbildung). Der Beton bestand aus einer Mischung 1:2:4. Bei einem Fallgewicht von 1 t aus 15 cm




Längsschnitt der in China verwendeten Eisenbetonschwellen und Schienenbefestigung.

Höhe brach die Eisenbetonschwelle und zeigte damit keinen hohen Sicherheitsgrad. Auch mit Schwellen für Nebengleisen unter geringerer Belastung wurden Versuche angestellt. Die Bewehrung bestand aus einem Heizrohr.

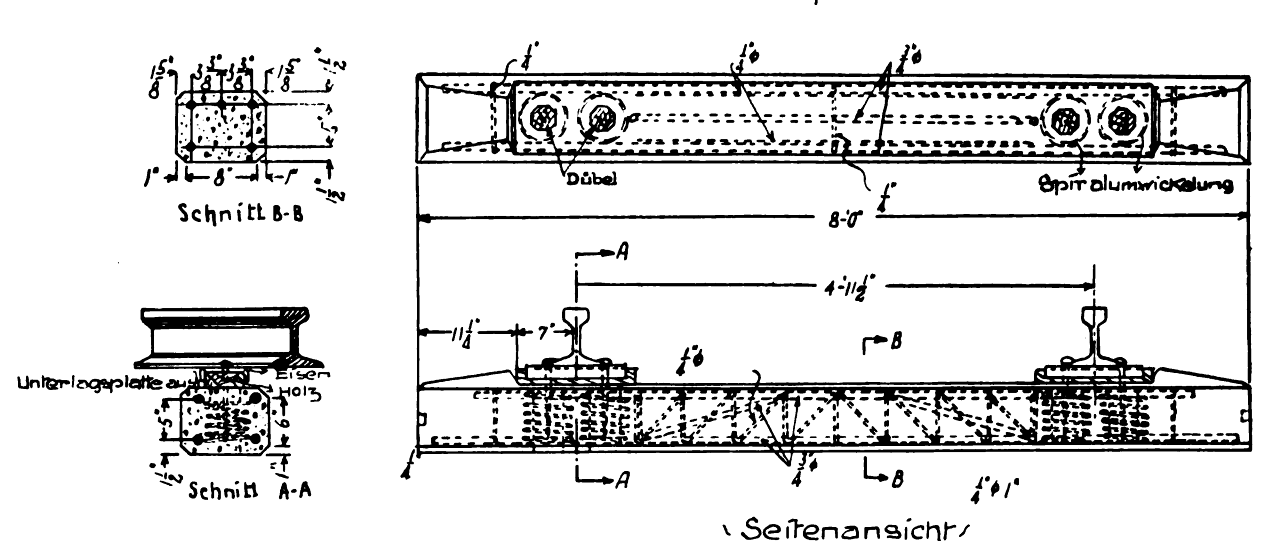
## Schwellen aus Eisenbeton *).

Die Pennsylvania Eisenbahn verlegt mehrere Tausend Eisenbetonschwellen in verschiedenen Bezirken ihres Netzes, um festzustellen, ob diese Schwelle der Holzschwelle wirtschaftlich gleichwertig ist.

Die Eisenbetonschwelle hat ungefähr die gleichen Ausmaße wie unsere Holzschwelle. Sie hat eine Länge von 2,44 m, eine Breite von 25 cm und eine Höhe von 20 cm. An den beiden Enden trägt sie keilförmige Verstärkungen, die gleichsam als Widerlager für den unteren Teil der Auflagerplatte dienen. Letztere besteht aus getränktem Eichenholz mit folgenden Ausmaßen: 356 mm Länge, 127 mm Breite, 44 mm Stärke und einer stählernen Auflageplatte. In der Achse der Schwelle, beiderseits des Schienenfußes sind Aussparungen von 76 mm Durchmesser vorhanden, in die Dübel aus getränktem Eichenholz eingelassen werden.

Die Befestigung der Schienen auf der Schwelle (siehe Abb.) hat Ähnlichkeit mit der allgemein üblichen Befestigungsart. Der obere eiserne Teil der Unterlagplatte ist an beiden Enden umgebogen.

Durch diese Anordnung wird in gewissem Maße die Verkleinerung der Auflagerfläche gesichert. Das Gewicht des eisernen Teils der Unterlagplatte beträgt 5,2 kg. Die Armierung einer Schwelle wiegt 26 kg.




Befestigung der Schienen auf den Eisenbetonschwellen bei der Pennsylvania Eisenbahn.

Die Verwendung der Rohre als Bewehrung wurde als Grund für den Bruch der Schwellen beim ersten Versuch betrachtet. Man ging daher zur Verwendung von Rundeisen über, von denen in der Druck- und Zugzone je sieben Stück verwendet wurden. Die Befestigungsart der Schienen auf den Schwellen hat innerhalb zweier Jahre keine Beanstandung ergeben. Im ganzen wurden 70 Schwellen im Gleise eingebaut, die mit 14 t Achsdruck beansprucht sind. Das Gleis bestand aus Schienen von 8,23 m Länge und 27,2 kg/m bei elf Schwellen auf Schienenlänge. Es erfolgte im ganzen nur ein Schienenbruch. Die in zehn Schienen auftretenden Risse machten eine Auswechslung der Schwellen nicht nötig. Die Beobachtung ergab, daß die überwiegende Mehrzahl der Schwellen in der Mitte brach und daß die Beanspruchung zwischen den Schienen entweder gleichmäßig ist oder von den Schienenauflagern gegen die Mitte bis zu einem Höchstwert zunimmt. Die Rechnung ergibt in ersterem Fall nur eine zulässige Achslast von 2,85 t, im zweiten Fall eine solche von 3,8 t. Wird der Auflagerdruck dagegen gleichmäßig über die ganze Schwellenlänge von 2,438 m angenommen, so würde eine Achslast von 16,8 t zugelassen werden können. Je mehr sich also die Verteilung des Achsdruckes dem letzten Falle nähert, was von der Unterkrampung der Schwellen abhängt, um so günstiger wird die Beanspruchung der Schwelle.

Die Kosten der Eisenbetonschwelle mit Rohren bzw. mit Rundeisenbewehrung betragen 8,10 bzw. 9,25 *R.M.*, die der Hartholzschwelle 9,45 *R.M.* Wa.

(The Railway Engineer, Januar 1928, S. 32.)

Der statischen Berechnung liegt eine dynamische Belastung von 19,230 kg für jede Schwelle zugrunde. Die Beanspruchung des Materials ist folgende:

Beton 0,77 kg/mm² auf Druck,
Eisen 11,95 „ „ „
„ 4,92 „ „ Zug.

Außer den Längseisen und den Bügeln ist eine Spiralumwicklung für die Öffnungen der Dübel vorgesehen. Der innere Durchmesser dieser Spiralumwicklung beträgt 133 mm.

Der verwendete Beton hat folgendes Mischungsverhältnis: 1 Teil Zement, 1,8 Teile Sand, 2,4 Teile Gruß. 48 Stunden nach dem Abbinden des Betons beträgt die Druckfestigkeit der Versuchswürfel 0.663 bis 0,77 kg/mm². Die Schwelle hat ein Gewicht von 270 kg. Daher ist es vorteilhaft beim Verladen und Verlegen sich maschineller Einrichtungen zu bedienen. Scherer.

(Bull. d. Ch. d. f. Jan. 1928.)

## Eisenbetonplatten statt des Schotterbettes.

Im Dezember 1926 wurden in einem Doppelbahngleis der Pere Marquette Bahn in den Vereinigten Staaten zu Versuchszwecken statt des Schotterbettes durchlaufende Eisenbetonplatten eingebaut. Die Versuchsstrecke ist rund 400 m lang. Die aneinanderstoßenden Platten sind je 12 m lang, 3,05 m breit und 0,53 m dick. Sie enthalten neben der gewöhnlichen Eisenbewehrung besondere Stahleinlagen, an denen die Schienen

*) Vergl. auch Organ 1927, S. 191.





mittels Schrauben und Klemmplättchen ohne zwischengelegte Unterlagplatten befestigt sind.

Durch die Anordnung sollen die Unterhaltungskosten für das Gleis und für die Fahrzeuge, außerdem durch die notwendig werdende geringere Zugkraft der Kohlenverbrauch herabgemindert werden. Allerdings wurde dagegen eingewendet, daß die neue Bauweise eine allzu gewaltsame Abkehr von der bisher gebräuchlichen sei und daß man mit verschiedenen Nachteilen wie hartes Fahren, schädliche Einflüsse des Frostes auf den Beton, Setzen des Untergrundes und damit Zerstörung der Platten u. dgl. rechnen müsse. Diese Einwände wurden nicht als ohne weiteres begründet betrachtet. Auf einer völlig starren und unnachgiebigen Unterlage ist keine Ursache für Stöße gegeben. Der Beton mußte die Beanspruchung aushalten, da sich einschließlich des Stoßkoeffizienten nur eine Betonbeanspruchung von 49,8 kg/cm² ergab. Da nach den Erfahrungen die Schienenunterlagen aus Holz oder einem sonstigen nachgiebigen Stoff immer die Ursache für ein mehr oder minder unebenes Gleis sind und die großen Kosten der Unterhaltung verursacht, so war die Aufgabe gestellt für das Gleis eine Unterlage zu schaffen, die eine Überschreitung der Tragkraft des Untergrundes hintanhält, eine nach Höhe und Richtung möglichst vollendete Gleislage bewirkt, eine einwandfreie Schienenbefestigung zuläßt und bei der einzelne Platten bei Setzen des Untergrundes wieder in ihre alte Lage gebracht werden können.

Bei den Eisenbetonschwellen hatte man schon früher die schlimme Erfahrung gemacht, daß die Schienen, die ohne Unterlagplatte unmittelbar dem Beton auflagen, sich in diesen bis zur Stahlarmierung einarbeiteten. Nachdem die Schienen bei der vorgesehenen Bauart auf ihre ganze Länge satt auf dem Beton aufliegen, glaubte man dies hier nicht befürchten zu müssen. Für die Betonplatten wurde eine Breite von 3,05 m und eine Dicke von 0,53 m (ursprünglich 0,46 m) vorgesehen.

Nach Ablauf des ersten Betriebsjahres konnte festgestellt werden, daß sich die Betonplatten bestens bewährt haben. Es konnten weder Zerstörungen unter den Schienen noch von Stoßwirkungen herrührende Schäden bemerkt werden. Der Einfluß auf die Fahrzeuge konnte bei der geringen Länge der Probestrecke nicht einwandfrei festgestellt werden. Doch konnte aus dem ruhigen und weichen Befahren der Strecke geschlossen werden, daß eine Schonung der Fahrzeuge zweifellos erreicht wird. Die Schienenstöße waren in bestem Zustand. Bei den vorhandenen 64 Stößen waren die Senkungen: 1 = 1,2 mm, 9 = 0,9 mm, 16 = 0,4 mm, bei den übrigen waren Senkungen nicht meßbar. Die an einigen Stößen feststellbaren Schienenabnützungen nach der Höhe dürften von der ungleichen Höhe der aneinanderstoßenden Schienen herrühren. Die von Zeit zu Zeit vorgenommenen Messungen ergaben eine allmähliche, gleichmäßige Setzung der Platten von im Ganzen 2,7 cm. Dies war auffallend, weil der eine Teil der Platten auf einer bis zu 0,76 m hohen Auffüllung, der andere im Antrag lag. Die Setzung erfolgte aber so allmählich, daß sie auf das Befahren der Strecke keinen Einfluß hatte. Die Platten zeigten nur an vier Stellen feine Haarrisse über die ganze Breite, die jedoch darin ihren Grund zu haben scheinen, daß hier die Grenzen der täglichen Arbeitsleistungen waren. Die bald einsetzende Schienenwanderung konnte durch entsprechende Maßnahmen zum Stillstand gebracht werden. Das Fahrgeräusch ist ganz verschieden von dem auf den Strecken der üblichen Bauart und hat metallenen Klang.

Die Versuche haben verschiedene Wege gezeigt, wie die bestehende Anordnung künftig verbessert werden kann. Die unter den Schienen vorhandenen Gewebeplatten haben sich nicht bewährt; sie sind von zu geringer Festigkeit und saugen trotz des Asphaltgehaltes das Wasser auf, wodurch sie erweicht und zu beiden Seiten des Gleises herausgedrückt werden. — Durch Einsparungen am Beton und an den Eiseneinlagen können die Herstellungskosten herabgemindert werden, ohne die nötige Festigkeit zu unterschreiten. Als geringstmögliche Plattenbreite wurde 2,75 m berechnet. Wa.

(Railway Age vom 14. Januar 1928.)

# Betrieb in technischer Beziehung; Signalwesen.

## Zentrale Zugleitung.

Auf einer 64 km langen Strecke (59 km eingleisig und 5 km zweigleisig) der New York-Central-Gesellschaft zwischen Toledo und Berwick in Ohio wurde die zentrale Zugleitung (Dispatching System) eingerichtet. Mittels eines Apparates, der sich in Fostoria befindet, stellt und überwacht der Zugleiter alle Weichen und Signale und empfängt alle Mitteilungen über die Zuglage. Während kein Zug die Lage des anderen kennt, regelt der Zugleiter (Dispatcher die Kreuzungen und Überholungen, wie sie die augenblicklichen Verhältnisse erfordern. Der Verkehr auf der überwachten Strecke umfaßt 14 Personen- und 20 Güterzüge.

Auf der ganzen Strecke sind Taglichtsignale vorhanden, die auf der zweigleisigen Strecke den Verkehr nach beiden Richtungen auf beiden Gleisen ermöglichen. Neben einer selbsttätigen Kontrolle sind die Signale auch durch den Zugleiter überwacht. Zusammengehörige Weichen und Signale sind in eine Gruppe zusammengefaßt und können durch einen Hebel im Überwachungsapparat überprüft werden. Sich gefährdende Weichen- oder Signalstellungen schließen sich im Apparat elektrisch aus. Die Signalstellung ist in Abhängigkeit von der Weichenstellung. Die Kontrollen sind zwangläufig, so daß infolge der im Apparat vorhandenen Überwachungseinrichtungen der Zugleiter nicht in der Lage ist, Zugbewegungen zuzulassen, die sich gefährden können.

Der Apparat enthält:

1. einen Spurplan, in dem durch kleine Lämpchen der augenblickliche Ort des Zuges selbsttätig angezeigt wird,
2. einen verzerrten Spurplan der Stationsanlagen, mit den kraftbedienten Weichen,
3. eine Lampenreihe, welche den Ort der Züge und ihre Bewegungsrichtung anzeigt,
4. die Kontrollhebel, durch welche die Signale und Weichen umgestellt und überwacht werden. Durch die Bedienung dieser Hebel werden auch die Weichenbilder auf dem Spurplan unter 2. umgestellt.

Die Hebel für die Signal- und Weichenüberwachung unter 4. können in drei Lagen sein:

- Hebel in Mittellage: Die Signale sind in der Haltstellung die Weichen bleiben in der Stellung, in der sie beim letzten Befahren waren.
- Hebel aufwärts: Die Weichen kommen in die ablenkende Stellung, die Signale können in die entsprechende Fahrtstellung gebracht werden, wenn sie durch den Block frei sind.
- Hebel abwärts: Die Weichen stehen auf geraden Strang, die Signale können in die entsprechende Fahrtstellung gebracht werden, wenn sie durch den Block frei sind.

Für jeden Zug wird im Spurplan ein Stöpsel gesteckt, der die Zugnummer und die Fahrrichtung enthält. Der Stöpsel wird durch den Zugleiter umgesteckt, je nachdem die Lampen die Lage des Zuges anzeigen. Die eine Weichen- und Signalgruppe bezeichnende Lampe leuchtet auf, sobald der Zug in diese Gruppe eingefahren ist. Sie leuchtet so lange, bis er die Gruppe wieder verlassen hat.

Der Arbeitsvorgang am Zugleitungsapparat ist in Heft 8 von Railway Age 1927, 2. Halbj., ausführlich beschrieben. Es geht daraus hervor, daß der Zugleiter durch die Beobachtung der selbsttätig vor seinen Augen erscheinenden Meldungen und durch die Bedienung der Kontrollhebel den Betrieb so vorteilhaft leiten kann, daß die Züge seinen Bezirk schneller durchlaufen als bisher. Für die zentrale Zugleitung ist die Benützung des Telephons als Regel nicht vorgesehen. Das Telephon kommt nur in Betracht, wenn dem Zugleiter angezeigt werden soll, daß Züge in seinen Bezirk einfahren und um ihm selbst die Möglichkeit zu geben, andere Bezirke zu verständigen, wenn Züge seinen Bezirk verlassen.

Der Übergang auf die neue Betriebsart, d. h. die Einschaltung der neuen technischen Einrichtungen vollzog sich in einer Minute. Zu dieser Zeit mußten alle in der Strecke befindlichen Züge anhalten. Nach 10 Minuten waren die telephonischen Meldungen aller Dienststellen eingelaufen, daß die neue Anlage betriebsfertig ist.

Als Erfolg der neuen Betriebsart wird bezeichnet: Herabdrückung der Betriebskosten, Verminderung der Zugverspätungen, Erhöhung der Betriebssicherheit, erhöhte Ausnützbarkeit der Gleise und des rollenden Materials. Wa.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Zum Aufsatz: Über die Wärmedehnung der Eisenbahnschienen.

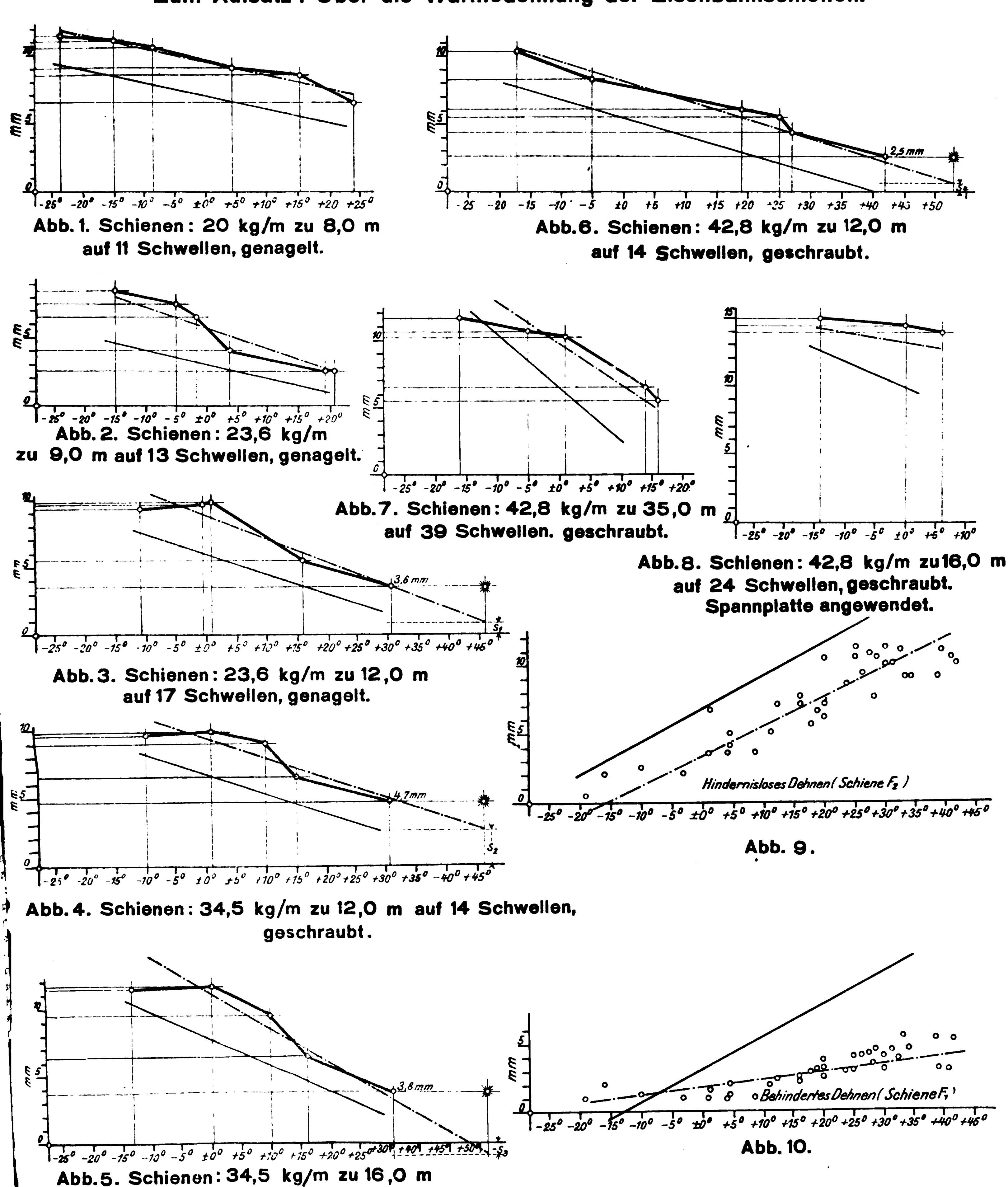



Abb. 1. Schienen: 20 kg/m zu 8,0 m auf 11 Schwellen, genagelt.

Abb. 2. Schienen: 23,6 kg/m zu 9,0 m auf 13 Schwellen, genagelt.

Abb. 3. Schienen: 23,6 kg/m zu 12,0 m auf 17 Schwellen, genagelt.

Abb. 4. Schienen: 34,5 kg/m zu 12,0 m auf 14 Schwellen, geschraubt.

Abb. 5. Schienen: 34,5 kg/m zu 16,0 m auf 22 Schwellen, geschraubt.

Abb. 6. Schienen: 42,8 kg/m zu 12,0 m auf 14 Schwellen, geschraubt.

Abb. 7. Schienen: 42,8 kg/m zu 35,0 m auf 39 Schwellen, geschraubt.

Abb. 8. Schienen: 42,8 kg/m zu 16,0 m auf 24 Schwellen, geschraubt. Spannplatte angewendet.

Abb. 9.

Abb. 10.

C. W. Kreidel's Verlag München.



Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
83. Jahrgang | 1. Juni 1928 | Heft 11

# Wirtschaftlichkeit und Zweckmäßigkeit des maschinellen Gleisumbaus.

Von Dr. Ing. Jos. Heinr. Müller, Reichsbahnrat, Vorstand des Reichsbahnbetriebsamts 1 Elberfeld.

(Schluß.)

## Zweiter Teil: Einzelheiten.

### Auswertung der Beobachtungsergebnisse bei der Hauptarbeit.

Um die Zweckmäßigkeit des für die Hauptarbeit gewählten Umbauverfahrens beurteilen und die Güte der Durchführung prüfen zu können, bedarf es einer genaueren Betrachtung von Aufwand und Leistung im einzelnen. Die hierbei gemachten Erfahrungen lassen sich vielleicht zur Verbesserung der Leistungsergebnisse bei ähnlichen Arbeiten künftig verwerten.

### I. Arbeitsumfang.

Im folgenden sind die für die Beurteilung des Umfanges der „Hauptarbeiten" wesentlichen Angaben gemacht.

Bauabschnitt A. Es wurden 5350 m Gleis unter Bettungserneuerung und Planumsausbesserung in 29 Arbeitstagen mit einer Belegschaft von 204 Arbeitern im Tagesdurchschnitt umgebaut (Tagesleistung von 185 m i. D.).

Bis zur Wiederinbetriebnahme des Gleises (also ohne Aufräum- und Nacharbeiten) betrug der Aufwand 1,12 Tagewerke/m i. D.

Bei der Kranarbeit wurden geleistet
im Ausbau 24 Joche im Tag
im Einbau 22 Joche im Tag.

5519 t Schuttmassen wurden abbefördert, das sind rund 21 Wagen täglich. Diese Zahl ist wichtig für die Beurteilung des Umfanges des Bauzugbetriebes, der für die Abfuhr der Schuttmassen bewältigt werden mußte.

5322 t neuer Steinschlag wurden eingebaut. Anfuhr und Entladung erfolgte mit täglich zehn Kleinschlagentladewagen je 20 t. Vom alten Kleinschlag wurden 58 % ausgegabelt und wieder verwandt.

Bauabschnitt B. Die im Vergleich mit den entsprechenden Werten des Abschnittes A erzielten besseren Leistungen sind einerseits auf die leichtere Arbeit, andererseits auf ihre zweckmäßigere Durchführung zurückzuführen.

5430 m Gleis wurden mit etwa 60,0 % Bettungserneuerung in 22 Arbeitstagen mit einer Belegschaft von 163 Arbeitern im Tagesdurchschnitt umgebaut. Als Planumsarbeit wurde hier nur die Beseitigung einiger Schlammstellen ausgeführt. Das entspricht einer Tagesleistung von 246 m i. D.

Der Aufwand betrug bis zur Wiederinbetriebnahme des Gleises 0,68 Tagewerke/m i. D.

Bei der Kranarbeit wurden geleistet
beim Ausbau 60 Joche im Tag
beim Einbau 24 Joche im Tag.

2345 t Schuttmassen wurden mit täglich zehn Wagen weggeschafft.

2650 t neuer Kleinschlag wurde mit täglich sechs Kleinschlagentladewagen eingebaut. Vom alten Kleinschlag wurden rund 62 % ausgegabelt und wieder verwandt.

### II. Unterlagen.

Für die Auswertung der Beobachtungsergebnisse im einzelnen eignet sich am besten der Abschnitt A, obgleich bei dieser Erstlingsarbeit die meisten Fehler gemacht worden sind. Die hier ausgeführten Arbeiten bilden einen abgeschlossenen, auf der ganzen Strecke gleichartig durchgeführten Arbeitsvorgang und bieten so die sicherste Grundlage für die Einzelberechnung und für den Vergleich mit entsprechenden Werten anderer Ausführungen.

Bei Prüfung der Wirtschaftlichkeit ist den Löhnen das Hauptaugenmerk zuzuwenden, da sie 75—80 % des Gesamtaufwandes ausmachen. In Übersicht 1 auf Seite 206 sind deshalb die auf Grund genauer Einzelaufschreibungen ermittelten Leistungswerte in Kopfminuten/m Gleis für Bauabschnitt A und B zusammengestellt. Unter a) sind die Ergebnisse der Wirklichkeit, unter b) die voraussichtlich möglichen Ergebnisse angegeben. Ein Vergleich der Einzelwerte sowie der Gesamtwerte bietet geeignete Anhaltspunkte für die Erörterung von Unzweckmäßigkeiten und Fehlern, deren Vermeidung künftig zu besseren Ergebnissen führen kann. Danach würde es z. B. im Abschnitt A möglich gewesen sein, die Gesamtleistung von 11,32 Std./m auf 10,09 Std./m, d. h. um 1,23 Std./m zu verringern. Das bedeutet allein an Löhnen eine Ersparnis von 5350 m × 1,23 × 0,94 m = 6260.— ℛℳ.

### III. Auswertung.

Im folgenden werden Vorzüge und Nachteile, Unzweckmäßigkeiten und Fehler, die bei Durchführung der Arbeiten erkannt worden sind, kurz gekennzeichnet und ausgewertet:

1. Betriebserschwernisse. Betriebstechnisch bestanden anfänglich Bedenken, ob der Zugverkehr in der planmäßig vorgesehenen Weise bei völliger Außerbetriebsetzung des Gleises I und zeitweiser Ausschaltung des Gleises II auf den übrigen Gleisen III und IV durchgeführt werden könnte. Deshalb war zu Beginn der Arbeit im Bauabschnitt A verlangt worden, daß das alte Gleis nur in Teilabschnitten aufgenommen wurde, um es nötigenfalls schnell wieder schließen zu können. Die Folge davon war, daß Arbeitskräfte und Maschinen nicht so angesetzt werden konnten, wie es für einen beschleunigten Fortgang der Arbeit am zweckmäßigsten gewesen wäre. Mehrfaches Ansetzen der Egge, Umsetzen der Walze, vielfach störendes Ein- und Aussetzen des Kranes und der Bauzüge beeinträchtigten den Fortgang der Arbeiten. So erklären sich die hohen Einheitswerte der Positionen 7a—c, die im Bauabschnitt B wesentlich günstiger ausfielen, weil diese Forderung des Betriebs wegfiel. Hier hatte der Kran Gelegenheit, unabhängig von der weit zurückbleibenden Umbauarbeit beliebige Längen weit voraus zu geeigneter Zeit in einem Zuge aufzunehmen. Das gleiche gilt für die Arbeit mit der Egge und der Walze; die Einheitswerte der Positionen 9 und 20 veranschaulichen dies. Auch die Absicht, das fertige Gleis innerhalb des Bauabschnitts A teilstreckenweise von Bahnhof zu Bahnhof wieder in Betrieb zu nehmen, hat sich als unzweckmäßig erwiesen, weil ein oftmaliger Wechsel in der Fahrordnung nur Unruhe in Betrieb und Bau gebracht hätte. Derartige Maßnahmen beschränken die Freiheit in der Arbeitsanordnung und stören einen schnellen, wirtschaftlich günstigen Baufortschritt. Sehr störend wirkte ferner der Umstand, daß auf sämtlichen Bahnhöfen die ein- und auszusetzenden langen, schweren Bauzüge die stark belasteten Gleise III und IV kreuzen mußten.

2. Wahl der Lager- und Montageplätze. Für den Bauabschnitt A waren die Neubaustoffe bei ihrer Anlieferung

**Übersicht 1.**
**Zusammenstellung der Leistungswerte in Kopfminuten/m**
a) in Wirklichkeit erzielte Werte
b) künftig mögliche Werte

| Position 1,5 | Art der Arbeit | Einheitsleistung Min/m Bauabschnitt A a | Bauabschnitt A b | Bauabschnitt B a | Bauabschnitt B b |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Lösen der Laschen und Bezeichnen der Joche . . . | 3,0 | 2,0 | 2,00 | 2,0 |
| 2 | Aufnehmen und Verladen der Joche mit Kran | | | | |
| | a) auf freier Strecke . . | 5,45 | 3,0 | 2,6 | 2,6 |
| | b) unter Brücken. . . . | 8,16 | 4,0 | 4,0 | 4,0 |
| | c) an Bahnsteigen . . . | 16,3 | 8,0 | 8,0 | 8,0 |
| 3 | Abbauen Sortieren im Oberbauhauptlager . . . . . | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 |
| 4 | Aufreißen der Bettung mit Egge . . . . . . . . . . | 0,67 | 0,35 | 0,35 | 0,35 |
| 5 | Aufgerissene Bettung ausgabeln, Schutt aufladen | | | | |
| | a) vollständig . . . . . | 135,0 | 135,0 | 118,0 | 118,0 |
| | b) teilweise. . . . . . . | — | — | 85,0 | 85,0 |
| 6 | Bettung aufhacken und ausgabeln, Schutt aufladen | | | | |
| | a) vollständig . . . . . | 220,0 | 220,0 | 200,0 | 200,0 |
| | b) teilweise . . . . . . | — | — | 130,0 | 130,0 |
| 7 | Planum einebnen. . . . . | 60,0 | 60,0 | — | — |
| 8 | Packlage ausbauen und aufladen. . . . . . . . . . | 155,0 | 155,0 | — | — |
| 9 | Lehmstellen ausschachten. | 165,0 | 165,0 | 150,0 | 150,0 |
| 10 | Auf Bahnsteig geworfene Schuttmassen aufladen . | 30,0 | 30,0 | 30,0 | 30,0 |
| 11 | Schlackensand in Planum einbauen . . . . . . . . | 20,0 | 20,0 | 20,0 | 20,0 |
| 12 | Neuen Steinschlag mit Hand abladen . . . . . . . . | 20,0 | 20,0 | — | — |
| 13 | Kleinschlagselbstentladewagen abladen . . . . . | 1,0 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| 14 | Neuen Kleinschlag lageweise einbauen . . . . . | 20,0 | 20,0 | 20,0 | 15,0 |
| 15 | Walzen der Bettung . . . | 3,0 | 3,0 | 2,22 | 2,22 |
| 16 | Setzen der Lehrschienen . | 21,45 | 20,0 | 23,6 | 20,0 |
| 17 | Stampfen der Füllkästen . | 20,05 | 18,0 | 21,1 | 18,0 |
| 18 | Montieren der Joche . . . | 48,0 | 30,0 | 30,1 | 30,1 |
| 19 | Einbau der Joche mit Kran | | | | |
| | a) auf freier Strecke . . | 10,7 | 8,0 | 9,3 | 8,0 |
| | b) unter Brücken. . . . | 16,0 | 13,0 | — | — |
| | c) an Bahnsteigen . . . | 32,1 | 28,0 | 28,0 | 28,0 |
| 20 | Aufladen, Befördern u. Abladen von Holzschwellen | 15,0 | 15,0 | 15,0 | 15,0 |
| 21 | Einbau von Holzschwellenoberbau mit Hand . . . | — | — | 90,0 | 90,0 |
| 22 | Verlegen isolierter Schienen | 134,0 | 130,0 | 130,0 | 130,0 |
| 23 | Fertigmachen, Richten, Stopfen, Verfüllen . . . | 78,0 | 70,0 | 63,8 | 60,0 |
| 24 | Sicherheitsposten, Aufräumen, Kaffeekochen, Handwerker- und Büroarbeit . . . . . . . . . | 83,6 | 70,0 | 49,4 | 49,5 |
| 25 | 1. Nacharbeit nach vier bis acht Wochen . . . . . . | 72,8 | 70,0 | 80,0 | 70,0 |
| 26 | Ausbesserung von Fehlern beim Verlegen der Joche | 19,2 | — | 15,7 | — |
| | Gesamtleistung in Stunden/m | 11,32 | 10,09 | 8,23 | 7,79 |
| | | auf 5350 m | | auf 5430 m | |

während der Wintermonate auf drei verschiedenen, im Plane schraffiert gekennzeichneten Plätzen in Elberfeld Hbf., Barmen Hbf. und Rittershausen verteilt gestapelt worden. Hierbei war der Gesichtspunkt maßgebend, daß die Verkürzung des Förderweges der neuen Joche für die Heranschaffung bequem und für die Einbauleistung günstig sein würde. Die Maßnahme hat sich als unzweckmäßig erwiesen. Um Zersplitterung der Kräfte zu vermeiden, Einheitlichkeit und Übersichtlichkeit in der Stofflagerung und gute Überwachung in der Zusammenbauarbeit zu erzielen, empfiehlt es sich, die Baustoffe so zu lagern, daß ein und derselbe Zusammenbauplatz möglichst lange beibehalten werden kann. Er muß soviel Freiflächen besitzen, daß mindestens an drei Stellen montiert werden kann, die unmittelbar für den Gleiskran zugänglich sind. Der Platz liegt zweckmäßig im Rücken des Vorbaues, um die Möglichkeit offen zu lassen, sowohl vom Nebengleis als auch vom Umbaugleis selbst aus zu verlegen. Zeitraubendes Umsetzen wird dadurch vermieden. Ebenso ist bei der Wahl des Platzes möglichst darauf zu achten, daß bei Zu- und Abfahrten Betriebsgleise nicht gekreuzt zu werden brauchen.

Die hier gewählten beiden Plätze in Elberfeld und Barmen waren zu klein; der gesamte Jochbau für Abschnitt A hätte auf dem geräumigen, betrieblich günstig gelegenen Platz in Rittershausen ausgeführt werden können und müssen. Beim Bauabschnitt B ist der Zusammenbauplatz für den ganzen Abschnitt nach Vohwinkel gelegt und der Umbau auch von dort aus vorgetrieben worden. Der hierin liegende Vorteil drückt sich hinsichtlich des Jochbaues in dem Unterschied der Positionen 26 und, hinsichtlich des Einbaues in dem Unterschied der Positionen 27 aus. Der Unterschied in der Position 27 zwischen den wirklichen Leistungswerten der Kostenanschläge A und B wäre noch größer, wenn nicht auch im Abschnitt B noch Fehler beim Jochbau und bei der Vermessung vorgekommen wären, die die Einbauarbeiten stellenweise beträchtlich verzögert haben. Die in den Spalten b eingetragenen Leistungswerte zeigen, wie vermutlich hätte gearbeitet werden können.

3. **Beschaffung von Arbeitskräften.** Die Leistungen im Bauabschnitt A sind stark beeinträchtigt worden durch die jedem Arbeitsbeginn eigenen persönlichen Schwierigkeiten. Die Aufsichtsführenden waren so gut wie völlig unerfahren in der neuen Umbauweise. Bei der guten Lage des allgemeinen Arbeitsmarktes war das Angebot von Arbeitskräften schwach, und was zur Verfügung stand, war der schweren Arbeit oft nicht gewachsen. In den ersten Wochen fand deshalb ein starker Wechsel statt. Die gewünschte Zahl von 220 Köpfen konnte überhaupt nicht gehalten werden. Auch war ein gewisser passiver Widerstand zu erkennen, da die Arbeiterschaft in der Verwendung der Maschinen eine Minderung der Arbeitsgelegenheit erblicken zu müssen glaubte. Die besseren Leistungen in Bauabschnitt B sind zum Teil darauf zurückzuführen, daß der größte Teil der im Abschnitt A verwendeten Kräfte wieder angesetzt werden konnte.

4. **Maßnahmen beim Arbeitsbeginn.** Es war zu erwarten, daß die Arbeiten an den Mittelbahnsteigen in Unterbarmen und Barmen Hbf. wesentlich langsamer fortschreiten würden, als auf der freien Strecke, weil hier weder die Egge, noch die Lehrschienen und die Kleinschlagentladewagen verwendet werden konnten. Um einerseits der ursprünglichen Forderung des Betriebes, das Gleis in kurzer Frist wieder schließen zu können, nachzukommen, andererseits einen folgerichtigen Baufortschritt zu erzielen, waren zwei Baukolonnen, und zwar eine Strecken- und eine Bahnsteigkolonne gebildet worden, die an verschiedenen Punkten die Arbeit selbständig aufnahmen. Diese Maßnahme hat sich als falsch erwiesen, weil die Bedienung der beiden getrennten Arbeitsstellen mit Bauzügen, Kran, Egge und Walze sehr umständlich und zeitraubend war. Das alte Gleis muß sofort auf eine hinreichend

lange Strecke beseitigt werden können, um die einzelnen Arbeitsgruppen folgerichtig von einer Stelle aus ansetzen und nachrücken lassen zu können. Treten Hemmungen in einem der Arbeitsvorgänge ein, so muß die betroffene Gruppe durch Mannschaften der rückliegenden Gruppen verstärkt werden, um so die Arbeit jener Gruppe zu beschleunigen und dieser Gruppen entsprechend zu verzögern.

Von besonderer Wichtigkeit ist die rechtzeitige Versorgung eines derartigen Umbaues mit den erforderlichen Gerätschaften für eine gute Einleitung der Arbeiten, die ihrerseits wieder Vorbedingung dafür ist, daß der planmäßige Arbeitsfortschritt alsbald ungehindert in Fluß kommt. Nur so kann ein wirtschaftlich befriedigendes Ergebnis erzielt werden.

5. Verwendung der Egge. Das Aufreißen der Bettung mit der Egge geht um so rascher vor sich, je größer die Strecke ist, die in einem Zuge aufgerissen werden kann. Im Bauabschnitt A, wo aus den unter 1. angeführten Gründen der Aufreißer öfter angefaßt werden mußte, wurde die doppelte Zeit nötig, wie im Bauabschnitt B, wo in großen Zügen aufgerissen werden konnte. Bei der geringen Bedienungsmannschaft der Egge spielt der Aufwand an Tagewerken allerdings keine Rolle; um so wichtiger ist aber die aufgewandte Zeit für die Dauer der Inanspruchnahme des dazu notwendigen Nachbargleises.

Die Wirkung der Egge ist mit 1—1½ Stunden Arbeitsersparnis auf ein Meter Gleis bei der Bettungsarbeit zu bewerten, je nachdem, wie stark die Bettung zusammengefahren ist. Die Egge — von besonderen Ausnahmefällen abgesehen — ist nur anwendbar bei Außerbetriebsetzung des Gleises, da bei der Umbauarbeit in Pausen das Aus- und Einsetzen der Egge in kleinen Abschnitten selbst bei Verwendung eines Kranes zu umständlich ist. Auch würde die beim Umbau in Pausen notwendige Vorbereitung der Lehrschienenarbeit unmöglich werden.

Die genaue Feststellung der Lage von Kanälen, Leitungen, Kabeln und dergl. vor Beginn des Aufreißens ist notwendig, weil sonst viel Schaden angerichtet werden kann. Auch Bauwerke mit nicht mehr als 25 cm Überdeckung müssen festgestellt werden. Nach neueren Versuchen kann der Aufreißer unter Verwendung von Gleitbohlen auch über derartige Hindernisse hinweggezogen werden.

Vermessungs- und Richtpunkte sind vor Verwendung des Aufreißers weit genug seitwärts abzusetzen. Auch die Kilometrierung wird zweckmäßig seitwärts vermerkt, da es sich nicht immer vermeiden läßt, daß der Aufreißer einen Kilometerstein mit auswühlt.

6. Verwendung der Walze. Der Hauptwert des Walzens der Bettung liegt in der Ersparnis an Nacharbeit, die bei gründlicher Bettungserneuerung — wie sie in Bauabschnitt A durchgeführt wurde — sehr umfangreich geworden wäre. Schwierigkeiten haben sich in der Durchführung der Walzarbeit nicht eingestellt. Es muß Sorge getragen werden, daß die Walze, ohne umsetzen zu müssen, stets eine hinreichend große Walzstrecke vor sich hat. Ferner darf die frisch geschüttete, zu walzende Kleinschlagdecke nicht stärker als 15 cm sein, da die Walze sonst stecken bleiben kann; gegebenenfalls ist in zwei, sogar drei Lagen zu walzen.

Ein weiterer Vorteil des Abwalzens liegt noch in der Möglichkeit, für die Füllkastenarbeit eine gleichmäßig ebene Fläche zu schaffen. Die richtige Höhenlage dieser Fläche — 3 bis höchstens 5 cm unter Füllkastenunterkante — zu wahren, ist von großer Wichtigkeit, da der Vorteil sonst zum Nachteil ausschlägt. Denn wenn die Fläche zu hoch liegt, ist es für den Stampftrupp sehr zeitraubend, nachträglich die richtige Höhenlage herzustellen. Auch ein zu kleiner Spielraum zwischen Kastenunterkante und Walzfläche ist nachteilig, weil dann die spätere Stopfarbeit außerordentlich erschwert wird. Liegt andererseits die Walzfläche zu tief, dann werden die Schwellenbänke zu hoch und sind leicht der Zerstörung ausgesetzt.

Auch für das Setzen der Lehrschienen ist die Herstellung einer richtigen Walzfläche von großer Bedeutung. Die Walzfläche darf nicht so breit sein, daß der Lehrschienentrupp genötigt ist, den festgewalzten Kleinschlag an den Stellen zu beseitigen, wo die Töpfe zu stehen kommen.

7. Lehrschienen. Der Einbau des neuen Oberbaues mit Kran hat zur Vorbedingung, daß als Lehrschienen besondere Schienen (nicht die späteren Fahrschienen) verwendet werden. Im vorliegenden Falle wurden Leitschienen verwandt, die den Vorteil des wesentlich geringeren Gewichts besitzen. Diesem Vorteil steht der Nachteil gegenüber, daß sie sich bei unschonlicher Behandlung verbiegen und daß sie wegen ihres geringen Widerstandsmomentes wesentlich mehr Unterstützungspunkte brauchen, als Vollschienen. Was bei der Beförderung der Geräte des Lehrschienentrupps durch Verwendung von Leitschienen an Schienengewicht gespart wird, wird durch die Notwendigkeit, entsprechend mehr Schraubentöpfe mitschleppen zu müssen, wieder ausgeglichen. Dazu kommt, daß die Töpfe noch mit einem besonderen Kopfstück zur Aufnahme der Leitschienen versehen werden müssen. Sowohl das Setzen und das Einrichten der größeren Anzahl von Töpfen, als auch das Sammeln, Verteilen und Suchen der Kopfstücke verursacht Mehrarbeit, die den Vorteil der Gewichtsersparnis gegenüber der Verwendung von Vollschienen aufwiegt. Zweckmäßig werden als Lehrschienen leichte Schienenformen (6) verwandt. Es genügt, wenn etwa das zweieinhalbfache der täglichen Leistung des Stampftrupps an Lehrschienenlängen zur Verfügung steht, damit einerseits nicht mehr Gerät mitgeschleppt wird, als notwendig ist und andererseits der Baufortschritt nicht ins Stocken kommt.

8. Einbau mit Kran. Die viel umstrittene Frage, ob der Einbau mit Kran gegenüber dem Einbau mit Hand wesentliche Vorteile bietet, ist gleichbedeutend mit der Frage, ob es beim Oberbau mit eisernen Schwellen möglich ist, die auf dem Jochbauplatz fertiggestellten Joche nicht nur in der Geraden, sondern auch in Krümmungen auf die vorher gestampften Schwellenbänke einwandfrei zu verlegen.

Die beim vorliegenden Umbau gemachten Erfahrungen genügen noch nicht, um eine endgültige Antwort auf diese Frage zu geben. Es sind Fehler gemacht worden, die beseitigt werden können und müssen. Oberlandmesser Diekmann hat gelegentlich dieses Umbaues das praktische Handwerkzeug ausgearbeitet, das bei der Jochbau- und der Lehrschienenarbeit für genaues Arbeiten notwendig ist (vgl. Veröffentlichung im Organ 1928, Heft 4, Seite 68). Richtige Verwendung von Paßschienen, einwandfreie Zusammenbauarbeit, sorgfältiges Verladen und Entladen der fertigen Joche, richtiges Verlegen der Lehrschienen nach Höhen- und Seitenrichtung sowie peinlich genaue Schwelleneinteilung auf ihnen sind die notwendigen Vorbedingungen für ein gutes Zusammenpassen jeder Schwelle des Joches mit der ihr zugehörigen Schwellenbank. Die Werte unter b) der Anlage 2 lassen erkennen, mit welchen Leistungswerten etwa gerechnet werden kann. Wie bei der Arbeit mit der Egge, so spielen auch hier diese Werte im Vergleich zum Gesamtaufwand keine große Rolle. Die Frage, ob Einbau mit oder ohne Kran, ist also nicht aus dem wirtschaftlichen Erfolg der Leistung des Krantrupps allein, sondern nur zusammen mit den durch die Kranarbeit noch besonders bedingten Nebenarbeiten (Jochbau- und Lehrschienenarbeit) zu beantworten. Hierüber gibt der folgende Abschnitt Auskunft. Der Wert einer Beschleunigung der Kranarbeit liegt aber auch hier — wie bei

der Egge — weniger in einer Ersparnis an Tagewerken, als vielmehr in einer möglichst kurzen Inanspruchnahme der Betriebsgleise.

9. Besondere Bemerkungen zu einzelnen Positionen der Kostenanschläge.

Zu Pos. 7c: Die hohen Einheitswerte der Ausbauarbeit an Bahnsteigen sind bedingt durch das mehrfache Hin- und Herfahren und Beiseitesetzen der aufgenommenen Joche. Trotzdem ist die Kranarbeit auch hier am Platze, weil die Doppelbewegung der ausgebauten Stoffe auch bei Handarbeit an solchen Stellen nicht zu umgehen ist und noch mehr Zeitaufwand in Anspruch nimmt.

Zu Pos. 10 bis 16: Die Zahlenwerte der beiden Ausführungen A und B lassen sich nicht ohne weiteres vergleichen. Im Bauabschnitt A entfällt ein wesentlicher Teil — etwa ein Drittel — aller aufgewandten Tagewerke auf die Arbeit am Unterbau. Das Kleinschlagbett wurde hier vollständig beseitigt und gründlich durchgegabelt, so daß 58% der stark zusammengefahrenen alten Bettung als noch brauchbar wieder eingebracht werden konnten. Fast auf der ganzen Strecke wurde die zu hoch liegende und an vielen Stellen mit Lehmschlamm durchsetzte Packlage ausgebaut und die erforderliche Vorflut für die Gleisentwässerung hergestellt. Im Bauabschnitt B wurde weniger durchgreifende Bettungserneuerung und nur geringe Planumsausbesserung durchgeführt.

Zu Pos. 18: Die Verwendung der Kleinschlagentladewagen zur Verteilung des neuen Kleinschlages sowohl vom Nebengleis aus, als auch im Neubaugleis selbst hat sich als sehr zweckmäßig erwiesen. Ein mehr oder minder großer Zeitaufwand zum Entladen spielt gar keine Rolle. Nur muß Sorge getragen werden, daß die Wagen stets von den gleichen, eingeübten Leuten bedient werden, die ihre Eigenart kennen. Es geht sehr viel von dem Vorteil dieser Entladeweise verloren, wenn der Kleinschlag nicht gleichmäßig ausläuft und dadurch falsch verteilt wird. Die Ersparnis, die durch diese Wagen erzielt wird und die natürlich dem Umfang der Bettungserneuerung entsprechend schwankt, ist wohl mit 20 Min./m nicht zu hoch angesetzt.

Zu Pos. 22: Der Einheitswert für das Setzen und Einrichten der Lehrschienen ist nicht nur im Bauabschnitt A, sondern auch im Bauabschnitt B zu hoch, was um so mehr auffallen muß, als in beiden Abschnitten dieselbe Mannschaft die gleiche Arbeit geleistet hat. Im Abschnitt B hätte also mit der Erfahrung aus Abschnitt A eine bessere Leistung erzielt werden müssen. In beiden Abschnitten sind jedoch Meßfehler vorgekommen, die Veranlassung geben müssen, künftig die Lage der Lehrschienen und ihre Schwellenteilung laufend einer strengen Nachprüfung zu unterziehen. Deshalb ist die bestmögliche Leistung mit 20 Min./m nicht wesentlich unter der tatsächlichen, fehlerbehafteten Leistung im Abschnitt A von 21,45 Min./m angegeben, obwohl ohne die besondere Kontrolle voraussichtlich mit 18 Min./m auszukommen sein würde.

Zu Pos. 23: Die Füllkastenarbeit ist wesentlich abhängig von der Güte der Walzarbeit und von der Güte der Lehrschienenarbeit. Die Leistungszahlen beider Ausführungen lassen erkennen, wie die Stampfarbeit von der Lehrschienenarbeit beeinflußt wird. Denn wider Erwarten ist auch diese Leistungsziffer im Abschnitt B höher als im Abschnitt A, verursacht durch die besonders starken Meßfehler. Bei richtig liegender Walzfläche, einwandfreier Lehrschieneneinteilung und richtiger Verteilung des erforderlichen Kleinschlags neben der Umbaustrecke kann eine Leistung von 18 Min./m unschwer erzielt werden.

Zu Pos. 28 bis 30: Soweit Oberbau auf Holzschwellen verwendet wurde, ist aus besonderen Gründen nicht mit Kran, sondern von Hand eingelegt worden.

Zu Pos. 32 bis 35: Bei dem Ausbau der Weichen konnte der Kran nur teilweise verwendet werden; das Einlegen erfolgte mit Hand.

Zu Pos. 36 bis 40: Bei den örtlichen Aufschreibungen ist es nicht möglich gewesen, die Arbeit für Fertigmachen des Oberbaues, für Richten, Nachstopfen und Verfüllen streng zu trennen. Die hier angegebenen Leistungszahlen der Kostenanschläge sind nur schätzungsweise getrennt angegeben. In der Fehlerposition 40 ist versucht worden, den Arbeitsaufwand auszuscheiden, der infolge fehlerhafter Vermessung und Montage beim Einlegen der Joche durch nachträgliche Richt- und Stopfarbeit bei Position 36 und 39 entstanden ist. In den Spalten b) ist deshalb diese Position weggelassen. Darüber hinaus lassen sich bei gut organisierter, einwandfreier Arbeit mit eingearbeiteten Kräften die Leistungszahlen der Positionen 36 bis 39 voraussichtlich noch weiter verringern.

### Wirtschaftlicher Vergleich mit Handarbeit.

Um den wirtschaftlichen Wert der hier angewandten Umbauweise in seinem vollen Umfang beurteilen zu können, ist es nötig, ihren Kostenaufwand einschließlich aller Nebenleistungen mit dem vollen Kostenaufwand von Bauweisen ohne diese Hilfsmittel zu vergleichen. Zu diesem Zweck sollen im folgenden zum Vergleich gegenübergestellt werden:

1. Umbau mit Kran, Egge, Walze, besonderen Leitschienen und Kleinschlagentladewagen, bei völliger Außerbetriebsetzung des Gleises.
2. Umbau mit Hand unter Verwendung von Egge, Walze und Kleinschlagentladewagen, bei völliger Außerbetriebsetzung des Gleises.
3. Umbau mit Hand ohne maschinelle Hilfsmittel in der bisher üblichen Form in kurzen täglichen Betriebspausen.

Die Anwendung des Füllkastenverfahrens wird bei allen Fällen vorausgesetzt, weil die Auffassung wohl allgemein durchgedrungen ist, daß die mit der neuen Schwellenform zu erzielende feste Lage des Gleises auf die Dauer durch gewöhnliches Unterstopfen allein nicht zu erreichen ist.

Um erkennen zu können, wo die wirtschaftlichen Vorteile des einen oder anderen Verfahrens liegen, bedarf es des Vergleiches nicht nur ihrer Gesamtkosten, sondern auch des Aufwandes einzelner Kostenträger, die den Wesensunterschied der im Vergleich stehender Verfahren bestimmen. Zu diesem Zweck sind die Gesamtkosten in folgende drei Gruppen zusammengefaßt worden:

1. Ausgaben für Löhne (einschließlich Aufsicht),
2. Ausgaben für maschinelle Hilfsmittel,
3. Ausgaben für Bauzüge.

Unter Verwendung von Erfahrungswerten sind Kostenanschläge für die oben angeführte drei Umbauweisen aufgestellt worden. Die Ergebnisse sind getrennt nach Leistungswerten (Kopfminuten/m) und Geldwerten (Mark/m) in der Übersicht 2 auf Seite 209 nebeneinander gestellt, und zwar

A 1. Gleis außer Betrieb: Umbau mit Kran, Egge usw.
- a) Wirkliche Ausführung } mit Unterbauarbeit.
- b) künftig mögliche Ausführung } mit Unterbauarbeit.
- c) künftig mögliche Ausführung ohne Unterbauarbeit.

A 2. Gleis außer Betrieb: Umbau mit Hand und mit Egge usw. (ohne Kran) zum Vergleich mit A 1b.

A 3. Umbau in Betriebspausen mit Hand ohne maschinelle Hilfsmittel
- a) mit Unterbauarbeit zum Vergleich mit A 1 b.
- b) ohne Unterbauarbeit zum Vergleich A 1 c.

Dieselben Vergleichsrechnungen sind auch für Bauabschnitt B durchgeführt worden, um zu prüfen, wie weit die weniger umfangreiche Bettungsarbeit das Ergebnis beeinflußt, und um erkennen zu können, wo auch in diesen

Übersicht 2. Zusammenstellung der Leistungswerte und des Kostenaufwandes.

| Laufende Nummer | Kostenträger | | Maß | I. Vorarbeiten: West-ende Bhf. Elberfeld Hbf. | II. Hauptarbeiten: A. Rittershausen-Elberfeld: 1. Gleis außer Betrieb mit Kran, Egge usw. a) | b) | c) | A. 2. Gleis außer Betrieb ohne Kran mit Egge usw. | A. 3. in Betriebspausen mit Hand ohne alle maschin. Hilfsmittel d) | e) | B. Elberfeld—Vohwinkel: 1. Gleis außer Betrieb mit Kran, Egge usw. f) | g) | B. 2. Gleis außer Betrieb ohne Kran mit Egge usw. | B. 3. in Betriebspausen mit Hand | III. Restarbeiten: Ost-ende Bhf. Ritth. C. | West-ende Bhf. Vohw. D. | IV. Nebenarbeiten: Gl. Is Bhf. Vohw. E. | Gütergleise 106 110 111 F. | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Leistungswert** | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Arbeitsleistung | | Std./m | 11,15 | 11,32 | 10,09 | 8,18 | 10,58 | 13,43 | 11,15 | 8,23 | 7,79 | 7,91 | 9,90 | 7,47 | 6,84 | 5,80 | 4,86 | |
| 2 | Verhältniszahlen der Leistungswerte bezogen auf 1 b oder 1 c = 100 | b) mit Planumsarbeit | — | — | 112,2 | [100] | — | 105,0 | 133,3 | — | 106 | [100] | 102 | 114 | — | — | — | — | |
| | | c) ohne | — | — | — | — | [100] | — | — | 110 | — | — | | — | — | — | — | — | |
| | **Kostenaufwand** | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | Arbeitskräfte | | ℳ | 1163 | 60228 | 54058 | 43698 | 57725 | 66707 | 55451 | 42815 | 40716 | 43157 | 50365 | 5585 | 5938 | 1900 | 3820 | Löhne und Gehälter |
| | | | % | 70,5 | 75,6 | 76,0 | 73,2 | 79,0 | 79,1 | 78,2 | 80,2 | 81,0 | 85,3 | 79,1 | 76,8 | 77,4 | 75,2 | 69,8 | |
| 4 | Maschinelle Hilfsmittel | | ℳ | 40 | 4830 | 4493 | 4043 | 3220 | — | — | 3053 | 2796 | 1599 | — | | 200 | 40 | 120 | Kran, Egge, Walze, Kleinschlagentladewagen |
| | | | % | 2,5 | 5,8 | 6,2 | 6,6 | 4,4 | — | — | 5,6 | 5,5 | 3,0 | | | 2,8 | 1,5 | 2,0 | |
| 5 | Bauzüge | | ℳ | 447 | 14820 | 12700 | 12100 | 12134 | 17622 | 15492 | 7603 | 6764 | 5958 | 13369 | 1672 | 1520 | 590 | 1540 | Lok. + Wagen |
| | | | % | 27,0 | 18,6 | 17,8 | 20,2 | 16,6 | 20,9 | 21,8 | 14,2 | 13,5 | 11,7 | 20,9 | 23,2 | 19,8 | 23,3 | 28,2 | |
| 6 | Summe | | ℳ | 1650 | 79878 | 71251 | 59841 | 73079 | 84329 | 70943 | 53471 | 50276 | 50714 | 63734 | 7257 | 7658 | 2530 | 5480 | |
| 7 | Einheit | | ℳ/m | 12,70 | 14,90 | 13,32 | 11,20 | 13,65 | 15,76 | 13,26 | 10,02 | 9,27 | 9,36 | 11,72 | 8,64 | 7,33 | 6,30 | 5,63 | |
| 8 | Verhältniszahlen der Einheitswerte bezogen auf 1 b oder 1 c = 100 | b) mit Planumsarbeit | — | — | 111,8 | [100] | — | 102,6 | 118,3 | — | 108 | [100] | 101 | 126,5 | — | — | — | — | |
| | | c) ohne | — | — | — | — | [100] | — | — | 118,4 | — | — | — | — | — | — | — | — | |
| 9 | Verhältniszahlen aller Einheitswerte bezogen auf A 1 b = 100 | | — | 95,3 | 111,8 | [100] | 84 | 102,6 | 118,3 | 99,5 | 74,8 | 69,6 | 70,3 | 88,0 | 65,0 | 55,0 | 47,3 | 42,25 | |

a) und f) Werte der in Wirklichkeit durchgeführten Arbeit mit Planumserneuerung.
b) und g) voraussichtlich mögliche Werte mit Planumserneuerung.
c) voraussichtlich mögliche Werte ohne die Planumserneuerung.
d) Arbeitsumfang entsprechend a).
e) Arbeitsumfang entsprechend c).

Fällen Vorteile in dem einen oder anderen Verfahren zu finden sind. Die Behandlung der Fälle B 1c und B 3b ist hier nicht nötig, weil die Ausführung der geringeren Bettungsarbeiten bei jedem der gewählten Umbauverfahren möglich ist.

I. Der Leistungsvergleich:

Der überragenden Bedeutung wegen, die den persönlichen Ausgaben zukommen (70 bis 85% der Gesamtausgaben), empfiehlt es sich, zunächst einen Vergleich der verschiedenen Bauweisen für diesen Kostenträger allein durchzuführen.

Berücksichtigt sind hier also nur die aufgewandten Tagewerke, noch nicht der sonstige Aufwand für Aufsicht und maschinelle Hilfsmittel. Außer den Leistungswerten der beiden Hauptarbeiten A und B sind in Reihe 1 auch die Leistungswerte der übrigen Arbeitsausführungen (I, III und IV) in ihren Endsummen angegeben.

a) Bauabschnitt A. Danach ist die Ausführung mit Hand in Betriebspausen bei 11,43 Std./m um 2,11 Std./m teurer als die wirklich durchgeführte Arbeit einschließlich der bei ihr gemachten Fehler; sie ist sogar um 3,24 Std./m teuerer als die gleiche Arbeit, wenn sie ohne Fehler durchgeführt worden wäre. Dieser Vergleich kann nur mit Vorbehalt gelten insofern, als es in Wirklichkeit nicht möglich gewesen wäre, bei nur zeitweiser Unterbrechung des Gleises in einer Betriebspause Bettungserneuerung und Planumsausbesserung in dem Umfange durchzuführen, wie sie hier bei Außerbetriebsetzung des Gleises tatsächlich durchgeführt worden ist. Denn die hierfür nötigen Arbeitskräfte können auf so engem Raume gar nicht angesetzt werden.

Besser wird der Unterschied zwischen der maschinellen Arbeitsweise und der Arbeit mit der Hand gekennzeichnet durch den Vergleich zwischen A 1c und A 3b, wo mit einer Bettungserneuerung in einem Umfang gerechnet ist, wie sie in einer Betriebspause von vier bis fünf Stunden wirklich durchgeführt werden kann. Auch hiernach stellt sich die maschinelle Arbeit bei völliger Außerbetriebsetzung des Gleises um rund 3 Std./m günstiger als bei Handarbeit in Betriebspausen.

In Reihe 2 sind die Verhältniszahlen der einzelnen Gesamtleistungswerte bezogen auf die gedachten Ausführungsarten 1b mit Planumsarbeit und 1c ohne Planumsarbeit — je = 100 angegeben, um die Größe der Unterschiede der einzelnen Ausführungsformen besser zu veranschaulichen.

Die Ersparnis liegt hauptsächlich im Ausbau des alten Oberbaues mit Hilfe des Kranes, der etwa ein Drittel des bei Handarbeit erforderlichen Zeitaufwandes beansprucht. Eine weitere, wesentliche Ersparnis verursacht das Aufreißen der hartgefahrenen alten Bettung und das Entladen der neuen Kleinschlags mit Selbstentladern. Nur gering ist die Ersparnis beim Heranschaffen und Einbauen des neuen Oberbaues. Das liegt begründet einerseits in der sehr sorgfältigen Vermessungs- und Jochbauarbeit, die im vorstehenden bereits als Vorbedingung für das richtige Verlegen der Joche mit dem Kran gekennzeichnet worden ist, andererseits in der Mehrarbeit, die der ständige Vorschub des besonders vorzuhaltenden Lehrschienengerätes verursacht. Die Aufräum- und Nebenarbeiten sind bei der Arbeit in Betriebspausen naturgemäß geringer. Dagegen wird die nicht gewalzte frische Bettung beim Nachrichten und Verfüllen, sowie bei der ersten Nacharbeit nach dem Befahren des mit Hand verlegten Gleises mehr Arbeit verursachen.

Das Einschleichen von Fehlern bei der Montage der Joche oder beim Vermessen der Lehrschienen kommt u. U. recht teuer zu stehen. Bei fehlerloser Arbeit sind für Heranschaffen und Einlegen des neuen Oberbaues (ohne jede Richt-, Verfüll- und Nacharbeit) beim Einbau mit Kran 5 bis höchstens 10 Min./m weniger erforderlich als beim Einbau mit Hand; das bedeutet bei 80 bis 90 Min./m Leistung etwa 10%. Die anteiligen Krankosten sind hierbei noch nicht berücksichtigt. Schon geringe Fehler, die ein schlechtes Aufsitzen der neuen Joche auf den Schwellenbänken zur Folge haben, können Nacharbeiten in einem Umfange verursachen, daß dieser kleine Vorteil der Kranarbeit rasch zunichte wird.

Derartige Fehler lassen sich mit Sicherheit nur bei Verwendung sehr zuverlässiger und gut eingearbeiteter Kräfte vermeiden. Es empfiehlt sich deshalb, noch zu prüfen, ob der Umbau bei Außerbetriebsetzung des Gleises ohne Verwendung des Kranes, jedoch mit Egge, Walze und Kleinschlagentladewagen vorteilhafter ist. Die Berechnung hat ergeben, daß diese Ausführungsart um 50 Min./m teuerer ausfallen würde. Diese Verteuerung liegt im wesentlichen begründet in dem Ausbau des alten Oberbaues mit Hand, obwohl angenommen worden ist, daß diese Arbeit bei völliger Außerbetriebsetzung des Gleises durch zweckmäßige Organisation billiger ausgeführt werden kann, als beim Umbau in kleinen Stücken während der Betriebspausen. Verwendet man den Kran nur zum Ausbau des alten Oberbaues, dann nähern sich die Werte der Gesamtleistung der Ausführungen A 1b und A 2 sehr stark. Ob diese Arbeitsform wirtschaftlich zu rechtfertigen ist, soll bei der vergleichenden Betrachtung des Gesamtaufwandes der verschiedenen Arbeitsformen im folgenden Abschnitt II geprüft werden.

b) Bauabschnitt B. Die entsprechenden Zahlenwerte im Bauabschnitt B geben im wesentlichen dasselbe Bild. Die Unterschiede der einzelnen Ausführungsformen sind hier weniger groß, weil bei der geringeren Bettungsarbeit die arbeitssparende Wirkung der Egge nicht so zur Auswirkung kommt. Das ist ein deutlicher Beweis für ihren wirtschaftlichen Wert.

II. Der Gesamtkostenvergleich.

Der Vergleich der Leistungswerte gibt einen guten Einblick, wie die einzelnen Arbeitsweisen auf die Personalwirtschaft wirken. Ein endgültiges Urteil darüber, welche Arbeitsweise die wirtschaftlich günstigste ist, kann nur durch den Vergleich der Gesamtkosten festgestellt werden. Denn der jeweils erforderliche Aufwand an maschinellen Hilfsmitteln, an Baulokomotiven und an Wagenpark ist sehr verschieden. Die Verwendung maschineller Hilfsmittel rechtfertigt sich nur, wenn die dadurch erzielte Ersparnis an Löhnen größer ist, als der durch sie selbst verursachte Aufwand. Ebenso ist die mit Zusammenfassung der Arbeit auf wenige Wochen notwendig verbundene stärkere Inanspruchnahme des Wagenparks nur dann gerechtfertigt, wenn die Zahl der Wagentage im ganzen geringer ist als bei Verteilung der Arbeit auf einen längeren Zeitraum.

In den folgenden Reihen der Zusammenstellung (Übersicht 2, Seite 209) sind die Kosten der verschiedenen Arbeitsweisen getrennt nach persönlichen Kosten, maschinellen Kosten und Bauzugkosten zum Vergleich gegenübergestellt. Hiernach nehmen die maschinellen Hilfsmittel nur etwa 6% der Gesamtkosten in Anspruch. Bei Verzicht auf den Kran verringern sie sich noch etwa um $1/3$ dieses Anteiles. Beachtenswert ist ferner, daß bei Handarbeit ohne maschinelle Hilfsmittel der Anteil der persönlichen Kosten an den Gesamtkosten nicht wesentlich höher wird als beim maschinellen Umbau. Der Grund liegt in der durch die lange Dauer der Arbeit bedingten stärkeren Inanspruchnahme des Wagenparks und der Baulokomotive, ein Umstand, der Bedeutung gewinnt, wenn derartig langwierige Umbauarbeiten teilweise in Zeiten fallen, wo Hochbedarf an Wagen herrscht.

Entsprechend der Reihe 2 in der Zusammenstellung der Leistungswerte sind auch hier in Reihe 8 die Verhältniszahlenwerte angegeben, in denen die Kosten der verschiedenen Umbauformen (bezogen auf 1 m Gleis) zu der als normal anzu-

sehenden Ausführung 1b ohne Planumsarbeit, 1c mit Planumsarbeit stehen. Diese Zahlenwerte der Kosten geben im wesentlichen das gleiche Bild, wie dort die Zahlenwerte der Leistungen. Auch die Gesamtkosten ändern also nichts an der Reihenfolge der in Vergleich gestellten Arbeitsweisen hinsichtlich der Höhe ihres Aufwandes. Die wirklich ausgeführte Arbeit ist demnach um etwa 10 % zu teuer ausgefallen. Die Ausführung mit Hand in Betriebspausen wäre um etwa 20 % teuerer geworden.

Beachtenswert ist, daß die schon bei der Leistungsübersicht sehr nahe liegenden Werte der Ausführung

1b: mit Kran bei Außerbetriebsetzung
2: ohne Kran bei Außerbetriebsetzung

sich bei den Gesamtkosten noch weiter nähern. Sie sind hier so gut wie gleichwertig. Daraus geht hervor, daß die Verwendung des Kranes zum Aus- und Einbau die Gesamtkosten nicht wesentlich verringert, daß die erzielte Ersparnis vielmehr in der Verwendung der Egge, der Walze und der Kleinschlagentladewagen, sowie in der Ersparnis an Bauzugkosten durch Verkürzung der Umbauzeit bei Außerbetriebsetzung des Gleises zu suchen ist. Die Berechnung läßt aber auch erkennen, daß der Einbau mit Kran zwar etwas teurer, der Ausbau mit Kran dagegen wesentlich billiger ist. Es bleibt also noch zu prüfen, ob auch bei den Gesamtkosten die Ersparnis, die der Ausbau mit Kran bringt, den Aufwand für das Vorhalten des Kranes noch rechtfertigt, wenn der Einbau mit Hand erfolgt. Die Berechnung ergibt für

| | | |
|---|---|---|
| 1. Löhne und Aufsicht . . . . | 52725 ℳ | (75,4 %) |
| 2. maschinelle Hilfsmittel . . . | 4493 ℳ | (6,3 %) |
| 3. Bauzüge . . . . . . . . . . | 12700 ℳ | (18,3 %) |
| zusammen . . | 69918 ℳ | |

d. h. **13,06** ℳ/m Einheitspreis.

Diese Ausführungsart — Ausbau mit Kran und Einbau mit Hand — ist also bei Oberbau mit eisernen Schwellen die billigste und außerdem auch die zuverlässigste, weil wesentliche Fehlerquellen wegfallen. Die Berechnung nimmt beim Aufladen und Verteilen des neuen Überbaues Handarbeit an. Wird der Kran hierbei zur Hilfeleistung mit ausgenutzt, so tritt noch weitere Ersparnis ein.

Die Verwendung des Kranes ist demnach schon bei einer Einzelausführung wirtschaftlich gerechtfertigt. Die kraft- und zeitsparende Wirkung eines richtig ausgenutzten Kranes kommt aber erst voll zur Geltung, wenn es — wie im vorliegenden Fall — möglich ist, die ausgebauten Joche ganz oder teilweise sofort an anderer Stelle wieder einzubauen. In Spalte 9 sind die Verhältniszahlen der Gesamtkosten sämtlicher von Mitte März bis Ende Mai ausgeführter Umbauarbeiten bezogen auf die Ausführungsform II A 1b angegeben. Diese Verhältniszahlen geben ein anschauliches Bild über die wirtschaftliche Bewertung aller Arbeit von I bis IV, und lassen namentlich in den Vergleichswerten von C, D, E und F erkennen, in welchem Umfang die Kosten für derartige Arbeiten durch mehr oder minder weitgehende Verwendung des Kranes herabgedrückt werden können.

### Ergebnis der Untersuchung.

Auf Grund der Untersuchung lassen sich die beiden zu Beginn der Einleitung gestellten Fragen für die hier angewandte Umbauweise wie folgt beantworten:

1. Die Verwendung maschineller Hilfsmittel beim Gleisumbau ist wirtschaftlich gerechtfertigt. Sie führt zu mehr oder minder großen Ersparnissen je nach Art und Umfang ihrer Anwendungsmöglichkeit.
2. Die Anwendung auch außerordentlicher betrieblicher Maßnahmen ist gerechtfertigt, wenn es dadurch gelingt, die Verwendung maschineller Hilfsmittel in möglichst großem Umfang zu gestatten. Je umfangreicher die Verwendungsmöglichkeit ist, desto größer wird der Vorteil für den Betrieb selbst durch die so zu erzielende Beschleunigung der Bauarbeit.

Die Untersuchung stützt sich einerseits auf tatsächliche Beobachtungsunterlagen, andererseits auf Erfahrungswerte früherer Bauausführungen ähnlicher Art. Wenn auch die Berechnung — namentlich bei den Vergleichsrechnungen — auf Schätzung angewiesen war und die Ergebnisse keinen Anspruch auf absolute Genauigkeit erheben können, so geben sie doch hinreichend genaue Werte, um ein in großen Zügen zutreffendes Bild sowohl von dem Erfolg der durchgeführten Arbeit, als auch von dem Wertverhältnis zu geben, in dem die verschiedenen Arbeitsausführungen zueinander stehen.

Selten wird Gelegenheit gegeben sein, das Umbaugleis und sein Nachbargleis in einem Umfang frei zu machen, wie dies hier der Fall war. Das ist aber auch nicht nötig, um trotzdem die hier verwandten Hilfsmittel mit Aussicht auf Nutzen ansetzen zu können. Voraussetzung ist nur, daß der Betrieb den besonderen Erfordernissen dieser neuartigen Umbauweisen verständnisvolles Entgegenkommen zeigt. Als Vorarbeit ist ein in allen Einzelheiten genau durchgearbeiteter Betriebs- und Bauplan notwendig. Dieser Plan läßt dann erkennen, in welchem Umfang maschinelle Hilfsmittel mit Aussicht auf Nutzen angewandt werden können.

a) Der Trichterwagen wird man sich wohl in allen Fällen mit Vorteil bedienen können.

b) Die Verwendung der Egge ist bei schlechter, festgefahrener Bettung sehr vorteilhaft; ihr Einsatz sollte mit allen Mitteln angestrebt werden. Die Vergleichrechnungen berücksichtigen bei der Arbeit mit der Egge lediglich den Gewinn an Tagewerken. Unberücksichtigt ist geblieben, daß auch eine sorgfältigere Ausgabelung der alten Bettung zu erreichen ist, weil die Belegschaft durch den Wegfall des anstrengenden Aufhackens nicht so stark ermüdet. Die Egge wirkt also außerdem noch kleinschlagsparend.

c) Die Verwendung der Walze empfiehlt sich stets im Zusammenhang mit der Egge, d. h. bei gründlicherer Erneuerung der Bettung.

d) Der Kran läßt sich vielseitig mit Vorteil verwenden. Im Laufe der Untersuchung ist der Nachweis erbracht, daß er selbst dann noch wirtschaftliche Vorteile bringt, wenn er lediglich zum Ausbau des alten Gleises benutzt wird. Verzichtet man darauf, die neuen Joche mit Hilfe des Krans einzubauen, so wird es doch stets möglich sein, ihn zum Heben schwerer Lasten (Aufladen und Verteilen des neuen Oberbaues) zu verwenden und dadurch der Belegschaft ermüdende Schwerarbeit zu ersparen, mit dem Erfolg besserer Leistungen bei den übrigen Arbeiten. Man bedenke, daß z. B. bei der hier durchgeführten Arbeit (Ausbau, Einbau und Montage) vom Kran 9871 t gehoben wurden, die sonst von Menschenhand hätten geschleppt werden müssen!

Der Vorteil des Kranes den anderen bisher bekannt gewordenen Gleishebevorrichtungen gegenüber liegt offenbar in seiner vielseitigen Verwendungsmöglichkeit. Der Nachteil, daß die Kranarbeit sich nicht innerhalb des lichten Raumes abspielen kann, darf nicht zu hoch veranschlagt werden. Die durchgeführten Arbeiten geben hierfür den Beweis: sie wickelten sich in engster Bebauung, unter zahlreichen Bauwerken, in Bahnhofshallen und an Bahnsteigen bei stärkstem Betrieb in Nachbargleisen ohne Schwierigkeiten ab. Der Kran ist als maschinelles Hebe- und Fördergerät im Oberbauwesen fast überall verwendbar. Im Rahmen eines Direktionsbezirkes wird sich fortlaufend nutzbringende Arbeit für ihn finden lassen.

Der Einbau mit Kran bietet bei eisernem Oberbau keinen nennenswerten Vorteil: es empfiehlt sich, ihn nur dann vorzusehen, wenn einwandfreie Lehrschienenvermessung und zuverlässige Jochbauarbeit durch eingearbeitete Kolonnen

sichergestellt ist. Bei Oberbau auf Holzschwellen fallen diese Schwierigkeiten weg, so daß der Kran auch beim Einbau Vorteile bieten wird; hinreichende Erfahrungen hierüber liegen jedoch noch nicht vor. Zum Verzicht auf den Einbau mit Kran wird die zunehmende Verwendung von 30 m Schienen zwingen. Aber gerade hier läßt sich der Kran beim Verladen, Abladen und Zurechtlegen dieser schweren Stücke zur Schonung der menschlichen Arbeitskraft verwenden. Im Sommer 1927 hier ausgeführte Versuche mit einer leichten Hebekonstruktion haben dies bewiesen.

Zum Ausbau sollte man den Kran stets verwenden, wo es sich darum handelt, schnell umzubauen. Der Erfolg liegt hierbei in Zeitgewinn und Kräfteersparnis. Besteht die Möglichkeit, ausgebaute, noch gut erhaltene Joche sofort wieder zu verlegen, so bietet die Verwendung des Kranes offensichtlichen wirtschaftlichen Vorteil. Auch beim Ausbau, Auf- und Abladen von Weichenteilen ist er während des Umbaues vorteilhaft verwendet worden.

Der Nachweis der Wirtschaftlichkeit und Zweckmäßigkeit des hier angewandten Umbauverfahrens ist somit erbracht. Verständnisvolles Zusammenarbeiten von Bau und Betrieb haben eine Arbeitsweise ermöglicht, die dem Bau den Vorteil außergewöhnlicher Gründlichkeit, dem Betrieb den Vorteil außergewöhnlicher Beschleunigung gebracht hat. Beide Vorteile wurden mit einem Minderaufwand von etwa 10% erzielt, eine Ersparnis gegenüber der bisherigen Umbauweise mit Hand, die auch auf 20% gesteigert werden kann, wenn Übung und Erfahrung noch zu Hilfe kommen. Das Ziel wirtschaftlicheren und zweckmäßigeren Gleisumbaues im Betrieb wird um so sicherer erreicht, je mehr Gelegenheit gegeben und genommen wird, sich maschineller Hilfsmittel in geeigneter Form zu bedienen.

## Neue Verladearten für langes Betonrundeisen und lange Schienen.

Von Hofrat Ing. **Ernst Kühnelt,** Abteilungsvorstand der Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen, Wien.

Hierzu Tafel 10.

Die Fortschritte der Eisenbetontechnik haben das Bedürfnis geweckt, Betonrundeisen in immer größeren Längen zu walzen. Dem standen bisher die großen Schwierigkeiten entgegen, welche die Beförderung langer Betonrundeisen auf den Eisenbahnen hervorgerufen hat.

Nach den Bestimmungen der „Technischen Einheit im Eisenbahnwesen" (Fassung 1913) dürfen lange Gegenstände, welche auf einem Wagen nicht verladen werden können, nur auf Wagen mit Drehschemeln verladen werden. Die Eisenbahnen jener Staaten, welche der „Technischen Einheit" beigetreten sind, sind daher gezwungen, für die Beförderung von Betonrundeisen möglichst lange Plattformwagen zu bauen, um das Betonrundeisen verfrachten zu können, da die Verladung von langem Betonrundeisen auf Drehschemelwagen wegen der großen Durchbiegung dieses Eisens infolge des Eigengewichtes nicht durchführbar ist.

Die bei den mitteleuropäischen Eisenbahnen gegenwärtig in Verwendung stehenden vierachsigen Plattformwagen haben im allgemeinen eine Ladelänge von 14 bis 18 m. Bei Betonrundeisen von 21 m Länge, wie es in den letzten Jahren von den Eisenwerken vielfach zur Verfrachtung gebracht wurde, reichen daher solche vierachsige Plattformwagen nicht mehr aus, es sei denn, daß Schutzwagen verwendet werden, die aber die Beförderungskosten erhöhen. Überdies ist die Verwendung von Schutzwagen auch für die Eisenbahn nicht wirtschaftlich. Es bleibt daher den Eisenbahnen nur übrig, für die Beförderung von 21 m langem Betonrundeisen eigens gebaute Spezialwagen zu beschaffen.

Um den Bedarf der großen in Österreich gelegenen Eisenwerke der Alpinen Montan-Gesellschaft an Wagen für die Beförderung von Betonrundeisen in der Länge von etwa 21 m decken zu können, haben die Österreichischen Bundesbahnen im Einvernehmen mit der Alpinen Montan-Gesellschaft durch Verbindung von je zwei Drehschemelwagen (Reihe Jhng und Jh) mit eisernen Tragbrücken, eigene Spezialwagen hergestellt. Die eisernen Tragbrücken waren mit den Drehschemeln der beiden Drehschemelwagen fest verbunden und bildeten so eine Plattform, auf welcher die Verladung von Betonrundeisen bis 21 m Länge möglich war, ohne daß sich das Eisen durchbiegen konnte. Die Herstellungskosten solcher Tragbrücken sind aber sehr bedeutend und das Gewicht der Tragbrücke beträgt ungefähr 5 t. Da für diese Wagen überdies auf dem Rückweg keine Fracht vorhanden ist, so kommt zum Leerrücklauf noch das durch die Tragbrücken erhöhte Eigengewicht, wodurch diese besondere Spezialtype von Wagen sich für die Eisenbahnen unwirtschaftlich auswirkte. Auch ist die Verwendung dieser Wagen mehr oder weniger auf die eigenen Linien beschränkt, da nicht alle fremden Bahnverwaltungen diese Wagen auf allen ihren Linien zulassen.

Um nun sowohl die hohen Herstellungskosten solcher Tragbrücken, als auch die unwirtschaftliche Ausnützung dieser durch Tragbrücken verbundenen Drehschemelwagen (diese Wagen erhielten die Reihenbezeichnung Jhna und Jha) zu vermeiden, und um den Eisenwerken die Möglichkeit zu bieten, auch längeres Eisen als solches von 21 m Länge zum Versand bringen zu können, sind die Österreichischen Bundesbahnen — angeregt durch Versuche der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, lange Schienen auf vierachsige Plattformwagen ohne Drehschemel zu verladen (siehe Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1927, Nr. 15) — daran gegangen, Betonrundeisen von großen Längen auf mehreren zweiachsigen Plattformwagen ohne Drehschemel zu verladen, die mit der Schraubenkupplung straff verbunden waren.

Je nach der Länge des Betonrundeisens haben wir dieses auf drei oder mehreren zweiachsigen Plattformwagen ohne Drehschemel jedoch mit Rungen oder auf vierachsigen Plattformwagen mit Rungen, sowie auch auf zweiachsigen Wagen ohne Drehschemel jedoch mit Seitenwänden verladen. Das Betonrundeisen war mit Draht lose in Bündeln gebunden und diese Bündel waren ohne jede besondere Maßnahme auf den Boden der drehschemellosen Wagen gelegt. Eine Überdeckung der Zwischenräume zwischen den Wagenstirnseiten (bei Wagen mit Wänden wurden die Stirnwände herausgehoben) war nicht nötig, da das Betonrundeisen sich bei dem kurzen Abstand der Kopfstücke der nebeneinander stehenden, miteinander kurz gekuppelten Wagen nicht derart durchbog, daß hierdurch eine Gefahr aufgetreten wäre.

Zunächst wurden im Werkhofe der Hüttenverwaltung Donawitz der Alpinen Montan-Gesellschaft Betonrundeisen von etwa 21 m Länge und 10 bis 16 mm Dicke auf drei zweiachsige Plattformwagen mit Rungen und ohne Drehschemel in Bündeln auf etwa 15 cm hohen auf dem Wagenboden liegenden und nicht befestigten Polsterhölzern verladen. Das Gewicht der Ladung betrug rund 21 t. Eine zweite Ladung erstreckte sich ebenfalls über drei drehschemellose Plattformwagen. Sie bestand aus dem gleichen Ladegut, hatte jedoch eine Länge von 20 m und ein Gewicht von 31 t. Ihre Lagerung erfolgte gleichfalls auf Polsterhölzern.

Das Ladegut war auf jedem Wagen an einer Stelle und zwar in der Mitte der Wagenlänge seitlich durch Klötze, die an den Polsterhölzern angenagelt waren, etwa 20 cm von den Rungen entfernt festgehalten.

Die Versuchsfahrten mit diesen Wagen im Werkhof der Hüttenverwaltung Donawitz zeigten, daß sich die Ladung an einzelnen Stellen wohl verschob, die Verschiebung jedoch nirgends eine gefährliche Grenze überschritt, vielmehr nur jene Längsverschiebungen auftraten, die durch das Pufferspiel der Wagen bedingt waren. Beim Durchfahren der engsten Krümmungen im Bahnhofsbereich wurde wahrgenommen, daß sich das Ladegut leicht und ohne Zwang den Gleiskrümmungen anpaßte, ohne daß dabei seitliche Verlagerungen vorgekommen wären, obwohl das Betoneisen nur lose aufeinander gelegt worden war. Beim Befahren der Bogengleise und Weichen konnten keine besonderen Wahrnehmungen am Oberbau wie auch an den Rädern der Fahrzeuge beobachtet werden. Insbesondere wurde keine Stellung der

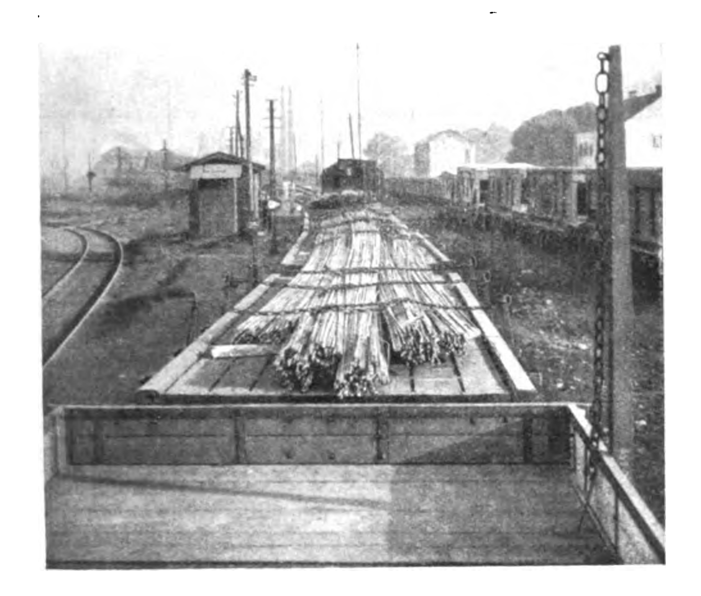


Abb. 1. Einstellung einer Betonrundeisenladung in Gleiskrümmungen im Bahnhof Donawitz.

Räder gegenüber den Schienen bemerkt, die auf eine Zwängung der Wagen im Gleise, hervorgerufen durch die Ladung, zurückgeführt werden könnten.

Vor Beginn der Bewegung wurden die Wagen samt Ladung wagenweise abgewogen. Aus Kontrollgründen wurde eine gruppenweise Abwiegung durchgeführt. Der ermittelte Achsdruck bewegte sich in den zulässigen Grenzen. Auch wurde festgestellt, daß der Durchhang des Ladegutes zwischen den Plattformen kein nennenswerter war, so daß von einer besonderen Abdeckung des Raumes zwischen Ladung und Puffer Abstand genommen werden konnte.

Um das Verhalten der Ladungen zu untersuchen, wenn sie ohne Zwischenlage von Polsterhölzern, also unmittelbar auf den Boden des Wagens gelegt werden, wurde die aus drei Wagen bestehende Ladung umgeladen und die Polsterhölzer entfernt. Auch bei dieser Art der Verladung zeigten sich keine schädlichen Einwirkungen derselben.

Die Verschiebeversuche und Fahrversuche wurden mit Fahrgeschwindigkeiten bis zu 35 km/Std. durchgeführt. Die Verladeart ist aus Abb. 1, Taf. 10, die Einstellung der Betonrundeisenladung in Gleiskrümmungen im Bahnhof Donawitz aus Tertabb. 1 ersichtlich.

Das gute Ergebnis dieser Vorversuche bewog die Bundesbahnverwaltung, eine längere Probefahrt mit solcherart beladenen Wagen in gewöhnlichen Güterzügen auf freier Strecke durchzuführen. Hierzu wurde im November 1927 eine auf drei Wagen unmittelbar ruhende, aus über 20 m langen Betoneisen bestehende Sendung in der Strecke Donawitz—Wien über den Semmering in Verkehr gesetzt. Um das Kräftespiel und eine eintretende Verlagerung des Betonrundeisens während der Fahrt beobachten zu können, wurde auch von einer Abstützung der Sendung gegen die Rungen Abstand genommen. Die Belastung der Achsen ließ man absichtlich ungleichmäßig, insofern, als die erste und letzte Achse des für die Ladung verwendeten Wagenzuges bedeutend weniger belastet waren als die zwischenliegenden. Es wurde eben Wert darauf gelegt, daß der Versuch unter den ungünstigsten Verhältnissen vor sich gehe. Die Lagerung des Betonrundeisens und die Achsbelastung sind aus Abb. 2, Taf. 10 ersichtlich.

In der Strecke von Donawitz bis Mürzzuschlag, in welcher Zuggeschwindigkeiten bis 30 km/Std. erreicht und die drei mit Betonrundeisen beladenen Wagen während der Fahrt gezogen wurden, blieb die Betonrundeisensendung vollkommen unverändert liegen. In der Strecke Mürzzuschlag—Semmering wurde dem Zuge nachgeschoben. Die Probewagen waren von der Schiebelokomotive durch zwei andere Wagen getrennt. Hierbei schoben sich die äußeren Wagen der Probeladung gegen den Mittelwagen zusammen, so daß die Ladung auf dem Mittelwagen fast unverändert liegen blieb, während die Enden der Ladung auf den beiden Endwagen sich um 10 bis 12 cm gegen das Kopfstück verschoben. Bei der anschließenden Talfahrt glichen sich die Längsverschiebungen wieder fast vollkommen aus und es blieb nur eine geringe Verlagerung sowohl in der Längsrichtung als auch in der Breite von je 1 bis 2 cm bestehen.



Abb. 2.
Mit Betonrundeisen beladene Wagen auf der Versuchsstrecke.

Beim Durchfahren zahlreicher Krümmungen von etwa 180 m Halbmesser war die Ladung vollkommen schmiegsam und folgte den Krümmungen ohne jegliche Zwängungen und Widerstände. Auch in senkrechter Richtung schmiegte sich die Ladung beim Überfahren der Schienenstöße, Weichen und Gefällwechsel vollständig der Wagenbewegung an. Textabb. 2 zeigt den Probezug auf der Versuchsstrecke.

Die guten Ergebnisse dieser Probefahrt veranlaßten das Bundesministerium für Handel und Verkehr, diese Verladeart von Betonrundeisen auf Wagen ohne Drehschemel im Bereiche der Österreichischen Bundesbahnen versuchsweise zuzulassen, wenn hierbei nachstehende Bedingungen erfüllt sind:

1. Zur Verladung von Betoneisen in großer Länge können Plattformwagen ohne Drehschemel die untereinander mit der Schraubenkupplung verbunden sind, verwendet werden. Zum Schutze gegen seitliche Verschiebungen der Ladung müssen jedoch die Wagen mit Seitenwänden oder Rungen versehen sein.

2. Bei der Verladung sind die Bestimmungen der Anlage II des VWUe., § 3, Ziffer 1 („Technische Einheit“ Artikel IV, § 3, Ziffer 1) zu beachten, d. h. es ist die Ladung auf den Wagen so zu verteilen, „daß die Räder der Wagen, namentlich die der endseitigen Wagen, möglichst gleichmäßig belastet werden.“

3. Falls die Länge der Ladung Schutzwagen nicht erfordert, sind für die beiden Endwagen die Bestimmungen des § 7 der vorerwähnten Anlage („T. E.“ Artikel IV, § 7) zu beachten.

Im weiteren Verfolge wurde noch im November 1927 Betonrundeisen von über 40 m Länge und etwa 40 mm Dicke auf Wagen ohne Drehschemel befördert. Diese Sendung ging von Donawitz bis Schwaz in Tirol und wurde von Organen der Österreichischen Bundesbahnen streckenweise noch begleitet. Das Betonrundeisen war in zwei Sendungen verteilt, teils auf zwei niederbordigen vierachsigen Wagen (Reihe Inaf und Inat von 30 t Ladegewicht und 16 m Ladelänge) und einem zweiachsigen offenen Wagen von 18 t Ladegewicht, 11,3 m Ladelänge mit aushebbaren Seitenwänden und Rungen (Reihe Jkee), teils auf zwei niederbordigen vierachsigen Wagen (Reihe Jna) von ebenfalls 30 t Ladegewicht verladen. Die Wagen jeder Sendung waren untereinander unmittelbar mit der Schraubenkupplung verbunden.

Das Gewicht der ersten Sendung betrug 49,260 t. Das Betonrundeisen war über 40 m lang. Bei der zweiten Sendung betrug das Gewicht der Ladung 22,746 t, das Betonrundeisen hatte eine Länge von 20 bis 28 m.

Die Grundgeschwindigkeiten betrugen für die verschiedenen Teilstrecken 30 bis 45 km.

Nach dem Geschwindigkeitsmesser wurde in der Strecke Bischofshofen—Saalfelden die Geschwindigkeit von 40 km nur zweimal überschritten, und zwar das erstemal zwischen Bischofshofen und Schwarzach, das zweitemal nach Abfahrt von Bruck—Fusch. Die Längen der durchfahrenden Strecken betrug 464 km.

Die größeren Gefälle bzw. Steigungen die die Sendungen durchfuhren, betrugen zwischen 10 und 23,9‰.

Von Saalfelden bis Hochfilzen und von St. Johann i. T. bis Kirchberg wurde den Sendungen nachgeschoben. Es waren jedoch die Sendungen zur Ermöglichung der Beheizung des Beobachtungswagens im vorderen Zugteile eingereiht. Textabb. 3 zeigt den Probezug.

Als die Sendungen in Bischofshofen eintrafen, hatten sie mit Güterzügen bereits einen Weg von 187 km zurückgelegt. Bei der Besichtigung der Ladung daselbst zeigte es sich, daß keine besonderen Längsverschiebungen stattgefunden hatten, daß sich aber die oben aufgelegten kürzeren Rundstäbe der Sendungen zwischen die längeren Stäbe eingelagert hatten und dadurch die ganze Ladung etwas verbreitert worden war. Die Verbreiterung der Ladung zeitigte jedoch im weiteren Verlaufe der Fahrt keine nachteiligen Folgen.

Während der Begleitfahrt von Bischofshofen bis Wörgl zeigte es sich, daß die 40 mm dicken Betonrundeisen eine derartige Elastizität besaßen, daß sie sich beim Durchfahren von Gleisbogen sowohl in horizontaler wie auch in vertikaler Ebene vollkommen den Unebenheiten und Krümmungen des Oberbaues anpaßten, ohne daß irgend welche nachteilige oder übermäßige Drücke zu beobachten gewesen wären.

Bei einer der weiteren Beförderungen von Betonrundeisen wurde eine Sendung von 20 m langem Eisen von 32 mm Dicke, verladen auf zwei offenen Wagen mit Seitenwänden und Rungen, jedoch ohne Drehschemel, (Reihe Jke) von Ternitz nach Heiligenstadt befördert. Hierbei hat diese Sendung in den Werksanlagen von Ternitz einen Gleisbogen von 50 m Halbmesser mit einer Geschwindigkeit von 5 km/Std. anstandslos durchfahren. Die Ladung paßte sich auch hier der Gleiskrümmung vollkommen an. Sie langte schließlich im Bestimmungsbahnhofe in tadellosem Zustande an.

Ermutigt durch die Ergebnisse der Probefahrten und die guten Erfahrungen, die bei den Beförderungen weiterer solcher Sendungen im freien Verkehr gemacht worden sind, hat die Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen sich entschlossen, gleichartige Versuche mit **langen Schienen** vorzunehmen.

Den ersten Versuchen lange Schienen auf mehrere Wagen ohne Drehschemel zu verladen lag die Erwägung zugrunde, daß die Schienen sich in den Gleiskrümmungen diesen anpassen werden, d. h. sich diesen Krümmungen entsprechend durchbiegen werden. Diese Durchbiegungen müssen jedoch innerhalb der Elastizitätsgrenze der Schienen liegen, damit einerseits die Schienen keine bleibenden Verbiegungen erleiden, andererseits der durch die Durchbiegung der Schienen hervorgerufene Gegendruck der Schienen auf die Wagenseitenwände oder Rungen nicht so stark ist, um eine Verlagerung der Gleisschienen oder ein Aufsteigen der äußeren, insbesonders der führenden Räder der Wagen hervorzurufen.

Wenn eine Schiene auf zwei 10 m voneinander entfernten Unterlagen so aufliegt, daß der Schienensteg wagrecht liegt, so tritt durch das Eigengewicht der Schiene eine Durchbiegung von etwa 70 mm auf.

Die Durchbiegung, welche die Schienen bei Verladung auf mehreren Wagen ohne Drehschemel in den Gleiskrümmungen erleiden, wurde für Krümmungshalbmesser von 180 m und von 300 m zeichnerisch ermittelt. Wenn eine Schiene auf mehreren Wagen von je etwa 10 m Ladelänge verladen und auf jedem Wagen in der Mitte gegen die Seitenwände zu abgestützt, d. h. auf dem Wagenboden jedes Wagens durch irgend welche Mittel an einer Stelle festgehalten ist, so kann dies verglichen werden mit einem Träger, der in etwa 10 m Abstand unterstützt ist. Die Schiene ist hierbei mit dem Schienenfuß auf dem Wag enboden aufgelegt, so daß die Kraft, welche die Durchbiegung hervorruft, senkrecht zum Schienensteg einwirkt. Die Pfeilhöhe der Durchbiegung zwischen zwei Stützpunkten in Abstand von etwa 10 m beträgt in diesem Falle bei einem Gleisbogen von 180 m Halbmesser 54 mm und bei einem Gleisbogen von 300 m Halbmesser 36 mm. Es zeigt sich also, daß die Durchbiegung der Schienen, hervorgerufen durch Gleiskrümmungen bei Gleisbogen von 180 m noch immer weit unter jener Durchbiegung zurückbleibt, welche durch das Eigengewicht der Schienen verursacht wird. Die nachstehende Übersicht zeigt den Zusammenhang von Bogenlänge, Bogenhöhe und Zentriwinkel für Bogen von 180 und 300 m Halbmesser.

Die ersten Versuche fanden im November 1927 im Werkhofe der Hüttenverwaltung Donawitz der Alpinen Montan-Gesellschaft statt. Die Schienen waren auf drei zweiachsigen offenen Wagen mit Seitenwänden und Rungen, jedoch ohne Drehschemel (Reihe Jke und Jkee) bzw. auf fünf zweiachsigen offenen Wagen ohne Drehschemel, teils mit Seitenwänden und Rungen (Reihe Jke) und teils nur mit Rungen (Reihe Jrg) verladen. Für diese Versuche wurden Schienen Form A der Österreichischen Bundesbahnen verwendet. Durch Verlaschung von 15 m langen Schienen wurden Probeladungen von 30 und 45 m langen Schienen hergestellt.

Die Angaben über die Wagen der ersten Ladung sind:

| Ladegewicht t | Länge über Puffer m | Eigengewicht kg |
|---|---|---|
| 18 | 11,52 | 11,005 |
| 15 | 11,34 | 8,700 |
| 15 | 11,34 | 10,010 |

Die Gesamtlänge der Wagengruppe betrug über Puffer gemessen 34,20 m, das Bruttogewicht der Sendung betrug gewogen 48,620 kg, gerechnet 47,020 kg. Die Ladung bestand aus 13 Strängen Eisenbahnschienen und war auf Polsterhölzern gelagert. An den Enden und in der Mitte der Schienen war die Sendung gegen die Seitenwände abgestützt.

Die Verladeart und die Wiegedaten der Sendung sind aus der Abb. 3, Taf. 10 zu ersehen.

Bei den Probefahrten mit dieser Sendung zeigte es sich, daß sich die Schienen, sowohl wagrecht wie senkrecht ohne großen Kraftaufwand den Gleiskrümmungen vollkommen anpaßten, so daß beim Durchfahren von Kurven und Neigungsbrüchen keinerlei abträgliche Zwängungen zu beobachten waren. Mit dieser Sendung wurden die Versuchsfahrten mit der höchst erreichbaren Geschwindigkeit von etwa 35 km über Weichen und durch Gleiskrümmungen durchgeführt. Eine hierbei befahrene Gleiskrümmung von etwa 300 m Halbmesser wurde vor der Durchfahrt und nach der Durchfahrt durch die Gleiskrümmung mit der Spurlehre gemessen und, dabei wurden keinerlei Veränderungen in der Spurweite festgestellt. Hierbei wurde auch das Anlegen der Spurkränze an die Schienen mehrfach beobachtet und es zeigte sich, daß bei gezogener Fahrt die Fahrzeuge am Außenstrange des Gleises anlagen, während bei geschobener Fahrt alle drei Wagen mehr oder minder in Spießgangstellung standen, daß aber abnormale Beanspruchungen des Oberbaues und der Fahrzeuge nicht zu beobachten waren.



Abb. 3. Probezug.

Übersicht

über den Zusammenhang von Bogenlänge, Bogenhöhe und Zentriwinkel für Bögen von 180 und 300 m Halbmesser.

| Bogenlänge | Bogenhöhe | Zentriwinkel ganz | Bogenhöhe | Zentriwinkel ganz |
|---|---|---|---|---|
| | Halbmesser 180 m | | Halbmesser 300 m | |
| 10 m | 0,054 m | 3° 12′ | 0,036 m | 1° 54′ |
| 20 „ | 0,280 „ | 6° 24′ | 0,170 „ | 3° 48′ |
| 30 „ | 0,630 „ | 9° 36′ | 0,380 „ | 5° 42′ |
| 40 „ | 1,130 „ | 12° 48′ | 0,670 „ | 7° 36′ |
| 50 „ | 1,750 „ | 16° 00′ | 1,030 „ | 9° 30′ |
| 60 „ | 2,510 „ | 19° 12′ | 1,480 „ | 11° 24′ |
| 70 „ | 3,430 „ | 22° 24′ | 2,020 „ | 13° 18′ |
| 80 „ | 4,880 „ | 25° 36′ | 2,630 „ | 15° 12′ |
| 90 „ | 5,660 „ | 28° 48′ | 3,330 „ | 17° 6′ |
| 100 „ | 6,966 „ | 32° 0′ | 4,110 „ | 19° 00′ |

Anmerkung:

Kreisumfang bei Durchmesser 180 m = 1131,00 m } aufgerundet.
„ „ „ 300 m = 9424,00 m }

Die zweite Ladung von 45 m Länge war auf nachstehend angeführter Wagengruppe verladen:

| Ladegewicht t | Länge über Puffer m | Eigengewicht kg |
|---|---|---|
| 15 | 9,79 | 6,930 |
| 15 | 9,79 | 6,930 |
| 15 | 11,24 | 9,870 |
| 15 | 9,79 | 6,815 |
| 15 | 9,79 | 8,300 |

Die Gesamtlänge der Wagengruppe betrug demnach über Puffer gemessen 50,40 m. Es waren 13 Stränge Schienen in der Mitte des Wagenbodens verladen. Jeweils in der Mitte eines jeden Wagens war die Ladung gegen beide Seitenwände abgesteift. Es ruhte die gesamte Sendung in jedem Wagen auf 3 Polsterhölzern. Das Gesamtgewicht der Schienenladung betrug rund 70 t. Die näheren Angaben über die Art der Verladung sowie über das Ergebnis der Abwiegung und der Verteilung der Achsdrücke sind aus der Abb. 4, Taf. 10 ersichtlich. Nach Durchführung der Wägung wurden mit der vorgeschriebenen Probeladung Versuchsfahrten auf den Werkgleisen und im Bahnhof Donawitz durchgeführt.

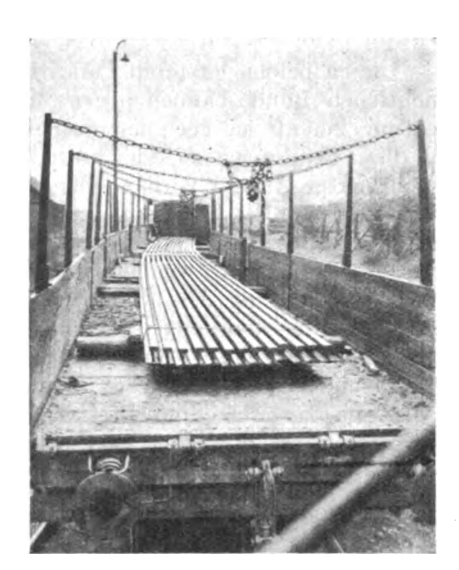


Abb. 4. 30 m lange Schienen bei den Fahrten im Werkhof der Hüttenverwaltung Donawitz.

Diese zeigten, daß sich die Schienensendung beim Durchfahren von Krümmungen sowohl in horizontaler wie auch in vertikaler Richtung parallel zu den Gleisen legte, ohne daß irgendwelche Zwängungen zu beachten waren. Die Versuchsfahrten wurden teilweise mit über 35 km Geschwindigkeit über Weichen und Gleiskreuzungen durchgeführt, ohne daß sich irgendwelche abträgliche Erscheinungen zeigten.

Die Stellung der Fahrzeuge in einer Kurve wurde in einem Bogen von etwa 300 m Halbmesser gemessen. Hierbei zeigte es sich, daß die äußeren Wagen die normale Spießgangstellung aufwiesen, während die übrigen Wagen eine gewisse Führung durch die Ladung erkennen ließen, ohne daß jedoch eine ungünstige Einwirkung für den Oberbau und für die Fahrzeuge sowie für die Sicherheit der Führung festzustellen gewesen wäre. Eine genaue Gleisprüfung wurde nach dem zweiten Verladeversuche vorgenommen.

Um das Spiel der Schienenladung beim Durchfahren von Krümmungen beobachten zu können, wurden sowohl bei der 45 m langen wie auch bei der 30 m langen Schienenladung die Endversteifungen gelöst und damit den Schienen eine seitliche Bewegungsfreiheit gegeben. Hierbei zeigte sich, daß bei der 45 m langen Sendung die Schienen sich nur wenig verlagerten und bei der Durchfahrt in Gegenkrümmungen wieder in die ursprüngliche Ausgangsstellung zurückkehrten. Bei der 30 m-Sendung zeigte sich, daß die Enden der Schienen nach Durchfahrt in Kurven ruckweise ausschlugen, sich aber bei Durchfahrt in Gegenkurven wieder allmählich zurück verlagerten. Es wurde daher bei der kurzen Sendung das Spiel der Enden durch strenge Abstützung gegen die Wände wieder aufgehoben, worauf sich die Ladung beim Durchfahren der Kurven ruhiger und schmiegsamer verhielt.

Textabb. 4 zeigt die 30 m langen Schienen, bei den Fahrten im Werkhofe der Hüttenverwaltung Donawitz.

Mit Rücksicht auf die guten Ergebnisse der Vorproben im Werkhofe von Donawitz konnte die Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen es wagen, im Dezember 1927 eine Probefahrt mit langen Schienen, die abweichend von den gegenwärtig in Geltung stehenden Verladevorschriften

der „T. E. im Eisenbahnwesen“ und der Wagenübereinkommen verladen war, auf offener Strecke vorzunehmen.

Es wurden drei verschiedene Probeladungen gebildet; die erste mit 30 Stück 60 m langen verlaschten Schienen auf sechs Wagen der Reihe Jke, die zweite bestehend aus 31 Stück 20 m langen Schienen auf drei Drehschemelwagen der Reihe Jhr und die dritte wieder aus 31 Stück 20 m langen Schienen auf zwei Wagen der Reihe Jke.

Diesen beiden letzteren Ladearten kommt für die Österreichischen Bundesbahnen gegenwärtig insofern erhöhte Bedeutung zu, als sie geeignet erscheinen, die Wagengestellung für diese Sendungen zu erleichtern, weil an Stelle der nur in beschränkter Anzahl vorhandenen 10 m langen Drehschemelwagen der Reihe Jhng nun auch kurze Drehschemelwagen mit 8 m Länge und andere offene Wagen mit Seitenwänden oder mit Rungen verwendet werden können.

Die Verladung der 60metrigen Sendung erfolgte in der Weise, daß die 20 m langen Schienen zu drei und drei Stücken vom Kran auf die Wagengruppe gelegt und hier zusammengestellt und verlascht wurden. Nach Fertigstellung der ersten Lage wurden zweizöllige Bretter aufgelegt und darauf die zweite Lage aufgebracht. Es wurde auch erwogen, wie 60 m lange gewalzte Schienen (ohne Verlaschung) verladen werden können, es besteht auch dabei keine Schwierigkeit, da nach Ausheben der Wände die Schienenstränge vom Schienenlager auf die Unterlagen auf den Wagen unter Verwendung entsprechender Unterlagseisen ohne weiteres heruntergeschoben werden könnten, falls die nötigen Krananlagen nicht vorhanden sein sollten.

Zur Verladung gelangten bei allen drei Sendungen Schienen der Form A mit einem Metergewicht von 44,35 kg.

Die Probeladung aus 60 m langen Schienen war auf 6 offenen zweiachsigen Wagen mit aushebbaren Wänden und Rungen (Reihe Jke) verladen. Die vier mittleren Wagen waren ohne Handbremse, während die beiden anderen Wagen Handbremse besaßen. Verladen wurden 30 Stränge von je 60 m Länge. Es waren daher Schienen für 900 m Gleis verladen.

Das Gewicht der Sendung ergab sich zu 84 491 kg, wobei angenommen wurde, daß das Gewicht der Laschen, Schrauben und Füllstücke gleich dem Gewichte eines 31. Stranges ist. Für die Berechnung des Achsdruckes erscheint es notwendig, das Gewicht der Sendung für den laufenden Meter Schienenlänge zu berechnen, das sich mit $44{,}35 \times 31 =$ rund 1375 kg ergibt.

Bei den vier mittleren Wagen wurden je drei Polsterhölzer von 14 cm Höhe verwendet, die über den Achsen und in der Wagenmitte gelagert waren. Die Achsbelastung ist daher für diese vier Wagen eine vollkommen gleiche. Auf einen der vier Mittelwagen entfällt die Last von 11,2 m Länge der Sendung (Ladelänge 10 m $+ 2 \times 0{,}60$ m Pufferlänge). Diese beträgt $1375 \times 11{,}20 = 15\,400$ kg. Da die Tragfähigkeit der verwendeten Wagen 16 630 kg beträgt, erscheinen die zulässigen Belastungen nicht überschritten.

Nimmt man das Eigengewicht eines Wagens mit 9 000 kg (im Durchschnitt), so ergeben sich Achsdrücke von 12 200 kg. Bei der Wägung ergab sich wohl für die beiden mittleren Wagen ein höheres Gesamtgewicht von 53 160 kg, somit für jeden dieser Wagen 26 580 kg, was jedoch darauf zurückzuführen ist, daß beim Emporheben der Wagbühne die mittleren Wagen etwas gehoben und damit eine Mehrlast übertragen wurde. Der Rest der Last verteilte sich gleichmäßig auf die beiden Endwagen. Da die Ladung symetrisch von der Mitte aus gleichmäßig verteilt war, betrug die Länge der auf den beiden Endwagen verlagerten Teile der Sendung je 7,60 m. Somit beträgt die auf jeden Endwagen übertragene Last $1375 \times 7{,}60 = 10\,450$ kg, so daß nur $^2/_3$ des Ladegewichtes ausgenützt ist.

Auf den letzten Wagen wurden die Polsterhölzer näher an die äußeren Achsen gerückt, um diese etwas stärker zu belasten, da sie als führende Achsen beim Einlaufen in die Bögen dem Aufsteigen mehr ausgesetzt erscheinen, und zwar wurde der Achsstand dieser Endwagen von 6,5 m so geteilt, daß das Auflageholz 2,4 m von der Endachse und 4,1 m von der Innenachse entfernt war. Damit ergibt sich die Belastung der beiden Achsen der Endwagen mit 6 592 kg und 3 859 kg, zusammen 10 452 kg. Unter Einrechnung des Eigengewichtes der Endwagen mit rund 10 800 kg ergibt sich die Achsbelastung der Endwagen für die Außenachse mit 11993 kg, für die Innenachse mit 9259 kg.

Da die äußersten Polsterhölzer nur etwa 35 cm von den Schienenenden nach einwärts lagen und somit Gefahr bestand, daß bei größeren Längenverschiebungen ein Abgleiten der Ladung von den Polsterhölzern hätte eintreten können, wurde in etwa 35 cm Abstand von diesen äußeren Polsterhölzern gegen die Mitte zu je ein zweites Auflageholz eingelegt, dadurch wurde die Achsbelastung der äußeren Achse etwas gemindert, jene der Innenachse etwas erhöht. Schätzungsweise betrug diese nunmehr 11 000 und 10 000 kg.

Da bei der Probefahrt die Verwendung einer Schiebelokomotive geplant war, mußte auf die Längsverschiebungen der Ladung besonders Rücksicht genommen werden. Nimmt man die Zusammendrückung der Puffer der sechs Wagen (mit Ausnahme der äußeren Puffer der Endwagen) mit je 200 mm an, somit im ganzen mit 1000 mm, so ergibt dies bei vollkommen gleichmäßiger Verteilung eine Verschiebung von 500 mm für jedes Ende der Sendung.

Da ferner die Sendung als Ganzes beim Bergauf- und Abfahren, sowie auch infolge der lebendigen Kraft beim Abbremsen aus größeren Geschwindigkeiten sich nach der einen und anderen Richtung verlegt, wurden, um die Sendung im Gewichte von über 82 t sicher abfangen und abstützen zu können, im Abstand von 70 cm von den Schienenenden an jedem Ende zwei feste Holzböcke aus Bohlen aufgestellt und gegen die U-Eisensäulen der Bremshäuser abgestützt.

Die Probefahrt hat gezeigt, daß die größte Verschiebung in der Längerichtung nur bis 48 cm betrug, somit das Sicherheitsmaß von 70 cm ausreichte und die Böcke nicht berührt wurden.

Zur Vermeidung von Verlagerungen in der Breite wurden die Schienen auf beiden Mittelwagen (dritte und vierte Wagen), sowie an den Enden der Sendung gegen die Wagenseitenwände dadurch abgestützt, daß auf die Unterlaghölzer Klötze aufgenagelt wurden. Ursprünglich war geplant, die Schienenladung auf jedem Wagen in Wagenmitte gegen die Seitenwände abzustützen, doch wurde später davon aus Gründen der einfacheren Verladung abgesehen. Es hat auch die Probefahrt ergeben, daß die Abstützung auf den zwei Mittel- und Endwagen vollständig ausreichend war.

Die zwischen der unteren und der oberen Schienenlage eingelagerten Unterlaghölzer waren knapp an der Längskante des Schienenfußes der äußersten Schienen abgesägt, trotzdem sind die äußersten Schienen der oberen Lage von dem Zwischenholz nicht abgerutscht, woraus zu ersehen ist, daß die Reibung zwischen Polsterholz und Schiene genügt hat, um die Verschiebung der Schienen in der Wagenquerrichtung zu verhindern. Bemerkt sei noch, daß die Unterlaghölzer ohne Befestigung frei auf dem Wagenboden aufgelegt wurden.

Die Breite der Sendung betrug rund 1,7 m; da die lichte Ladebreite 2,65 m betrug, blieben auf jeder Seite 47 cm Spielraum.

Die durch die Biegung der Schienen von diesen ausgeübten Seitenkräften waren so gering, daß die Reibung auf den Unterlaghölzern genügte, um das Durchbiegen der Schienen

in den Gleiskrümmungen zu erreichen. Es dürfte auch das Einschlagen von Schienennägeln an Stelle der Holzverkeilung an den vier Stellen der Abstützung gegen die Seitenwände genügen, wenn die obere Lage der Schienen in die untere Lage mit den Schienenköpfen nach abwärts zwischen die Schienen der unteren Lage eingestürzt werden. Auch das Umbinden der Schienensendung mit Draht an den Enden kann entfallen.

Das Gewicht der Sendung betrug 82491 kg, jenes der verwendeten Polsterhölzer rund 900 kg, das Eigengewicht der Wagen 58310 kg, somit das Gesamtgewicht 141701 kg.

Die Belastung der Endwagen wurde mit je 10450 kg angenommen, somit ergibt sich das Bremsbrutto mit 42545 kg, das sind 30%.

Die näheren Angaben über die Verladung sind aus der Abb. 5, Taf. 10 zu ersehen.

Textabb. 5 stellt die 60 m lange Schienensendung bei der Ausfahrt aus Selztal dar.



Abb. 5. 60 m lange Schienensendung bei der Ausfahrt aus Selztal.

Die zweite Sendung bestand aus 31 Stück Schienen von 20 m Länge, welche auf zwei Wagen der Reihe Jke mit 10 m innerer Ladelänge verladen war. Die Verladung auf Wagen dieser Reihe wurde erprobt, um bei Mangel an Drehschemelwagen die Möglichkeit zu haben, auch Jke-Wagen oder andere Wagen ohne Drehschemel mit abnehmbaren hohen Seitenwänden oder mit niederen Seitenwänden, oder schließlich auch Wagen ohne Seitenwände mit Rungen und ohne Drehschemel verwenden zu können. Gleichzeitig sollte geprüft werden, ob auch bei Verladung kürzerer Schienen auf Wagen ohne Drehschemel keine Betriebsgefahr besteht.

Über jede Achse der beiden Wagen war eine Schwelle von 4 cm Höhe ohne Befestigung auf den Wagenboden gelegt.

Das Eigengewicht der verladenen Schienen betrug rund 27,5 t. Laschen und Füllstücke wurden nicht verwendet. In die untere Lage von 16 Schienen war die obere Lage von 15 Schienen mit dem Kopfe nach unten eingestürzt. Die Breite der Ladung betrug rechnungsmäßig $16 \times 112$ mm = = 1792 mm; da die Schienen jedoch nicht ganz genau aneinander gestoßen waren, betrug die Breite 1,9 m. Zum Schutze gegen Längsverschiebungen dienten die Stirnwände, welche durch aufgestellte Bretter gegen das Durchstoßen bei etwaigen Längeverschiebungen gesichert waren. Um Querverlagerungen zu verhindern, waren in die beiden nach den Enden zu liegenden Polsterhölzer rechts und links je zwei Schienennägel eingeschlagen, wobei rechts und links ein Spiel von je 3 cm gegeben wurde.

Das Gesamtgewicht der Sendung betrug 47480 kg. Nähere Angaben über die Längen siehe Verladebild Abb. 6, Taf. 10.

Aus der Art der Verladung ergibt sich, daß die inneren Achsen etwas mehr belastet waren, wie die äußeren. Diese Mehrbelastung betrug etwa 1500 kg. Sie hatte indessen keine nachteiligen Folgen und könnte vermieden werden, wenn man die Schienen abwechselnd gegen das eine und das andere Wagenende verschoben lagert. Das Bremsbrutto betrug, da die Ladung hälftig auf beide Wagen verteilt war 13750 + 10930 = 24680 kg oder mehr als 50% des Gesamtgewichtes der aus zwei Wagen bestehenden Gruppe.

Textabb. 6 zeigt die 20 m lange Schienensendung auf zwei offenen zweiachsigen Wagen mit Seitenwänden und Rungen (Reihe Jke) im Bahnhof Donawitz.

Die dritte Sendung bestand aus 31 Schienen, verladen auf 3 kurzen Drehschemelwagen (Reihe Jhr mit 8 m Länge). Diese Ladeweise wurde geprüft, um eine entsprechende Verwendung für die kurzen Drehschemelwagen zu finden, die für Schienenlängen von 20 m, mit Rücksicht auf die vielen Steigungen und Gefälle auf unseren Linien, bei Verwendung von Schiebelokomotiven nur durch zwischengestellte Wagen verwendbar wären. Diese Schutzwagen ergeben jedoch tarifarische Mehrbelastungen für die Verfrächter und bilden für die Eisenbahn eine unnötige Vermehrung der toten Last.

Die Schienen waren in zwei Lagen, von denen die obere eingestürzt war (16 Schienen nach unten, 15 oben) nach Abdeckung der Drehschemelzinken mittels Bretter symetrisch auf die drei Wagen aufgelegt. An den Drehschemeln der beiden äußeren Wagen war die Ladung gegen die Schemelrungen durch Hölzer abgestützt, auf dem Drehschemel des mittleren Wagens lag die Ladung frei beweglich. Gegen Längsverschiebungen war die Ladung durch Draht von 8 mm Stärke, welcher durch die Schraubenlöcher der Schienen gezogen und beiderseits an den Drehschemeln befestigt war, gesichert.



Abb. 6. Versuchsfahrt mit 20 m Schienen auf 2 Jke-Wagen im Bogen stehend.

Das Gewicht der Ladung betrug 27,5 t.

Die Gesamtlast der Wagengruppe betrug 19050 + 27500 = = 46550 kg. Die Belastung der drei Wagen ergibt sich, annäherungsweise berechnet, wie folgt:

Das Metergewicht der Sendung beträgt 1375 kg. Auf den mittleren Wagen entfallen etwa 8 m, auf die beiden Endwagen der Rest der Ladungslänge, das ergibt für den Mittelwagen eine Belastung von $8 \times 1375 = 11000$, für die Endwagen $6 \times 1375 = 8250$ kg. Eine Überlastung des Mittelwagens war daher vermieden.

Durch Verwendung der Drehschemel zur Auflage der Last war die Belastung der Achsen bei den Endwagen 4125 kg, beim Mittelwagen 5500 kg. Unter Einrechnung des Wagengewichtes von rund 6400 kg ergeben sich die Achsbelastungen für jeden Endwagen mit 4125 + 3200 = 7325 kg und für den Mittelwagen mit 5500 + 3200 = 8700 kg, während die höchste zulässige Achsbelastung bei voller Ausnützung des Ladegewichtes 9500 kg beträgt. Das Gesamtladegewicht von 36 t war mit 27,5 t, also zu 77% ausgenützt. Es wäre jedoch mit Rücksicht auf die noch nicht ausgenützte Belastung des Mittelwagens ohne weiters möglich gewesen, das Ladegewicht voll auszunützen, es kann dies auf Grund der Erfahrungen bei der Probefahrt auch ohne weiters zugelassen werden.

Die Verladeart ist aus Abb. 7, Taf. 10 zu ersehen.

Bei allen drei Sendungen wurden vor der Verladung die Schraubenkuppeln entsprechend der Bestimmung der Anlage II V. W. Ue./R. I. V. § 26, Punkt 4 so weit zusammengeschraubt, daß die Pufferfedern etwas gespannt wurden, um ein unnötiges Pufferspiel zu vermeiden.

Die Gesamtlast der Sendung betrug:

| | Gesamtlast kg | Bremsgewicht kg |
|---|---|---|
| Für Ladung 1 . . . | 141 701 | 42 545 |
| „ „ 2 . . . | 47 550 | 24 680 |
| „ „ 3 . . . | 46 550 | — |
| In Summe: | 235 731 | 67 225 |



Abb. 7. 60 m lange Schienensendung im Bahnhof Donawitz bei Verwendung einer Schiebelokomotive in gedrückter Stellung.

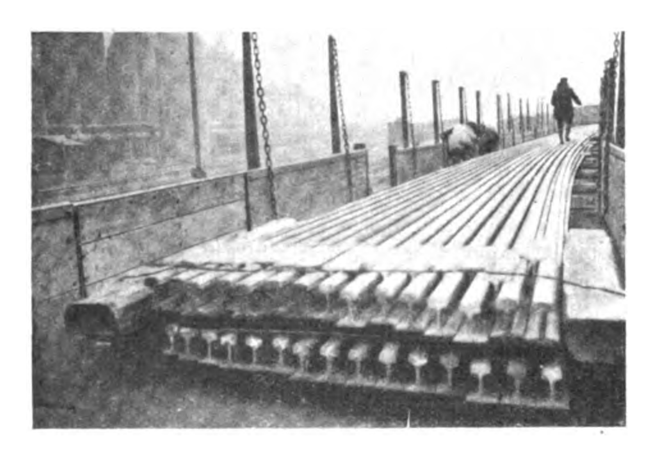


Abb. 8.
Dieselbe Sendung wie bei Abb. 7 in gezogener Stellung.

Das Bremsgewicht war somit 35% des Gesamtgewichtes der drei Ladungen.

Mit den drei Ladungen wurden im Dezember in den Anlagen des Hüttenwerkes und des Bahnhofs Donawitz Versuchsfahrten durchgeführt, die zum Schlusse 40 km Geschwindigkeit erreichten.

Textabb. 7 stellt die 60 m lange Schienensendung im Bahnhof Donawitz bei Verwendung einer Schiebelokomotive in gedrückter Stellung und Textabb. 8 dieselbe Sendung in gezogener Stellung dar.

Die erste Probefahrt mit den drei Schienensendungen auf der offenen Strecke erfolgte am 14. Dezember 1927 in der Strecke Donawitz—Bruck a. M. und zurück nach Leoben. In der Strecke Donawitz—Bruck a. M. wurden die drei Ladungen allein, ohne Ergänzungsfracht geführt und bestand der Zug aus 1 Gepäckwagen, 1 zweiachsigen Personenwagen, 6 Jke, 1 Jkee + 1 Jke und 3 Jhr (28 Achsen, 283 t). Zur Sicherheit wurde 1 Ke (Kohlenwagen), beladen mit Draht für Wien, als Hilfsbremse mitgeführt. Bei der Rückfahrt nach Leoben wurden die Ladungen mit Fracht auf 693 t Gesamtzuggewicht ergänzt. Die erreichte Höchstgeschwindigkeit betrug laut Geschwindigkeitsmesser 40 km/Std.

Die zweite und Hauptprobefahrt mit den drei Schienenladungen auf der offenen Strecke fand am 15. Dezember in der Strecke (Donawitz) Leoben—Ischl (169 km) statt. Von Stainach—Irdning aus wurde dem Zuge nachgeschoben, hierbei befanden sich die drei Sendungen unmittelbar vor der Schublokomotive.

Die Reihung des Zuges war folgende:

Schiebelokomotive,
lange Sendung auf 6 Jke,
Beobachtungswagen (Ce),
kurze Sendung 3 Jhr,
kurze Sendung 2 Jke,
Beobachtungswagen (ABe Dampfheizung)
(ABe elektr. Heizung)
Ergänzungsfracht,
Dienstwagen,
Zuglokomotive.

Die Rückfahrt von Ischl nach Donawitz fand am 16. Dezember statt.

Die Strecke Stainach—Irdning—Bad Ischl ist reich an Steigungen und Krümmungen und wurde aus diesem Grund gewählt. Der kleinste Krümmungshalbmesser beträgt 250 m, die stärkste Steigung 25,1‰.

Laut Geschwindigkeitsmesser betrug die Höchstgeschwindigkeit rund 40 km, zwischen Bad Aussee und Bad Ischl 45 km/Std.

Sämtliche Ladungen folgten den Gleisbogen ersichtlich leicht und ohne Auslösung gefährlicher Seitenkräfte. Auch in senkrechter Richtung bogen sich die Schienen leicht durch, obwohl sie durchweg in zwei Lagen verlegt waren. Sie paßten sich allen Unebenheiten des Gleises beim Überfahren von Weichen und Neigungsbrüchen vollkommen an.

Textabb. 9 stellt die 60 m Schienenladung, auf sechs Wagen der Reihe Jke (ohne Drehschemel) in einer S-Kurve im Bahnhof Donawitz dar. Aus dieser Abbildung ist deutlich zu ersehen, wie schmiegsam sich die Schienenladung der Gleiskrümmung anpaßt*).

Die Beobachtungen zeigten, daß die Reibung der Sendung auf den Auflagehölzern genügte, um die Biegung des ganzen Schienenpackes beim Durchfahren der Bögen zu bewirken. Ein scharfes seitliches Einzwängen der Schienen ist schädlich, da beim Durchfahren der Krümmungen sich die Schienen der Länge und der Quere nach etwas verschieben müssen. Wird die Schienenlage zu scharf gefaßt, dann macht sie sich beim Durchfahren der ersten Bogen Luft, bleibt jedoch dann ruhig liegen.

Die Längsverschiebung der unteren und oberen Lage war bei der langen 60 m-Sendung nicht gleich. Die obere Lage rutschte auf der unteren und die untere auf den Auflagshölzern in der Richtung der Fahrt. Die Maximalverschiebung der unteren Lage betrug nach der Fahrt bei der Ankunft in Bad Ischl 43 cm, die der oberen Lage 48 cm. Die größte Verschiebung trat erst auf der Fahrt von Aussee nach Ischl ein, ein Beweis, daß die lebendige Kraft der Sendung beim Abbremsen aus größeren Geschwindigkeiten von größerem Einflusse war, als das Befahren von Neigungen und Krümmungen.

Die auf den beiden Jke verladene 20 m-Sendung verschob sich gleich zu Anfang der Versuchsfahrten in Donawitz

*) Textabb. 1 und 9 wurden von der Alp. Montan-Ges. liebenswürdigerweise zur Verfügung gestellt.

gegen das eine Ende, doch kam nur eine Schiene leicht mit dem am Wagenende aufgestellten Brett in Berührung. Bei den weiteren Fahrten blieben die Schienen im allgemeinen in dieser veränderten Lage und verschoben sich nur mehr wenig. Die auf den drei Jhr-Wagen liegende 20 m-Sendung blieb infolge der Drahtbindung vollständig ruhig liegen und verschob sich gar nicht. Nennenswerte Querverlagerungen waren nicht zu beobachten.

Bezüglich des Anliegens der Radkränze beim langsamen und schnellen Befahren der Bogen ergab sich folgendes: Die Radkränze der Endwagen stellten sich beim Durchfahren der Bogen in die normale Spießgangstellung, die der mittleren Wagen legten sich dagegen weder entschieden an die äußere noch an die innere Schiene an. Die Biegekräfte waren demnach von keiner solchen Größe, daß sie gegenüber den sonstigen am Radkranze auftretenden Kräften überwiegenden Einfluß gewinnen konnten. Dies zeigte sich noch deutlicher bei größeren Geschwindigkeiten. Hier überwog die Fliehkraft dermaßen, daß sich alle Räder an der Außenschiene anlegten und also die Biegekraft in der Mitte kleiner war, als die Fliehkraft.

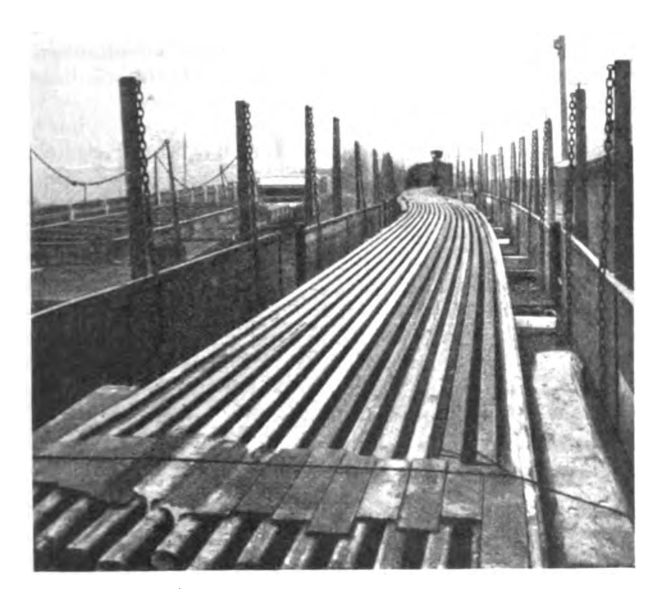


Abb. 9. 60 m Schienenladung auf sechs Wagen der Reihe Jke ohne Drehschemel in einer S-Kurve.

Um die etwaigen Einwirkungen derartiger Sendungen auf den Oberbau feststellen zu können, wurde ein Gleisbogen in Donawitz von 10 zu 10 m mit der Gleislehre vor und nach dem Befahren gemessen und die Spurweite genau aufgezeichnet. Nach dem Durchfahren mit 40 km/Std. Geschwindigkeit zeigte sich keinerlei Änderung, obwohl der betreffende Gleisbogen kurz vor der Auswechslung steht und sich nicht im besten Zustande befand.

Sämtliche Probefahrten gingen ohne Anstand vor sich und konnte nichts beobachtet werden, was der Betriebssicherheit abträglich gewesen wäre. Die drei Sendungen kamen in gutem Zustande wieder in Donawitz an.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß nach den Ergebnissen der Probefahrten mit den beschriebenen Verladearten für Betonrundeisen und Schienen die Beförderung von Schienen in der vorgeschilderten Weise unbedenklich ist, wenn nachstehende Bestimmungen für die Verladung eingehalten werden:

1. Die Ladung ist vom Wagenlängsmittel ausgehend so zu verteilen, daß die Räder eines Wagens, namentlich jene der Endwagen möglichst gleichmäßig belastet sind.
2. Bei Wagen ohne Rungen darf die Ladung die Seitenwände nicht überragen.
3. Zur Sicherung gegen Längsverschiebungen sind die einzelnen Schienen mit mindestens 8 mm starken, durch die Schienenschraubenlöcher doppelt zu ziehenden Drähten untereinander zu verbinden und an den Drehschemeln oder Fußbodenringen zu verankern. Bei Wagen ohne Drehschemel sind außerdem an den Stirnseiten der Ladung kräftige hölzerne Stützen vorzusehen.
4. Bei Verwendung von Wagen ohne Drehschemeln sind die Schienen auf Unterlaghölzer von mindestens Schwellenstärke zu lagern.
5. Die Lagerung der Schienen soll so erfolgen, daß in eine auf den Schienenfüßen aufruhende untere Schienenreihe die obere Reihe mit den Schienenköpfen nach abwärts gerichtet eingelegt wird.
6. Die lichte Weite zwischen Ladung und Seitenwänden oder Rungen muß mindestens 250 mm betragen. Dieses Maß darf durch Seitenverschiebungen der Ladung während der Fahrt auf jeder Seite um höchstens 50 mm unterschritten werden.
7. Im übrigen sind die Bestimmungen der „T. E." mit Ausnahme jener über die Breiteneinschränkungen der Ladungen einzuhalten.

Seit Durchführung der letzten Fahrten haben die Österreichischen Bundesbahnen auf Grund einer vorläufigen Genehmigung des Bundesministeriums für Handel und Verkehr bereits eine größere Anzahl Schienenladungen von 20 m Länge, verladen auf drei kurzen Drehschemelwagen (Reihe Jh) auf den eigenen Linien ohne jeden Anstand befördert. Die meisten dieser Sendungen sind von Donawitz über Bischofshofen nach Tirol (Wörgl, Kirchberg i. T., Westendorf usw.) anstandslos gerollt. In der Zwischenzeit hat das Bundesministerium für Handel und Verkehr die Beförderung von Betonrundeisen bis zur Länge von 40 m und 52 mm Dicke, ferner die Beförderung von 20 m langen Schienen unter den vorstehend angeführten Bedingungen für die Verladung unter Einhaltung bestimmter Vorschriften für die Beförderung, Reihung und den Verschub für die Österreichischen Bundesbahnen genehmigt. Die Genehmigung für die österreichischen regelspurigen Privatbahnen dürfte in der nächsten Zeit zu erwarten sein.

Alle diese Verladearten widersprechen den Bestimmungen der „T. E.", Fassung 1913. Um jedoch diese Verladearten im internationalen Verkehre zu ermöglichen, werden die österreichischen Bundesbahnen bei der gegenwärtig im J. E. V. in Beratung stehenden Revision der „T. E." die entsprechenden Anträge auf Zulassung dieser Beförderungsart stellen. Bis zur endgültigen Durchführung in der „T. E." wird es Sache der Eisenbahnverwaltungen sein, durch bahnseitige Abkommen in den Eisenbahnverbänden (V. D. E. V., R. I. V.-Verband) die Beförderung solcher Sendungen zu ermöglichen. Die Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen hat bereits die bezüglichen Anträge im V. D. E. V.- und im R. I. V.-Verband gestellt.

Wenn es somit gelingt, die Einarbeitung dieser Verladearten in die „T. E." und in die Anlage II der beiden Güterwagenübereinkommen (V. W. Ue., R. I. V.) zu erreichen, so ergeben sich neue Aussichten für die Entwicklung der bautechnischen und der Eisen verarbeitenden Industrie.

Wir können es als gutes Zeichen für Österreich werten, daß dieser Staat der erste war, welcher diese neuen Verladearten zur Beförderung auf seinen Linien zugelassen hat und dadurch im großen Maße zur Erleichterung des Eisenbahnbetriebes und zur Erweiterung der Beförderungsmöglichkeiten beigetragen hat.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Mechanische Hebemittel zum Verladen von Oberbaustoffen.

Um die zahlreichen Unfälle zu vermeiden, die sich beim Verladen von Schienen und Weichenteilen ereignen, ferner um

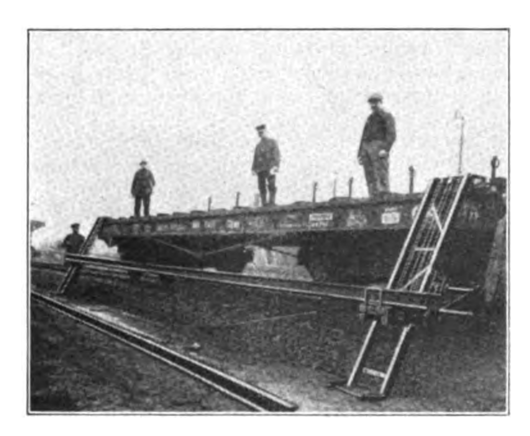


Abb. 1. Verladen von Schienen mit der von der Maschinenfabrik Dahlheim, Frankfurt a. M. gebauten Schrotleiter.

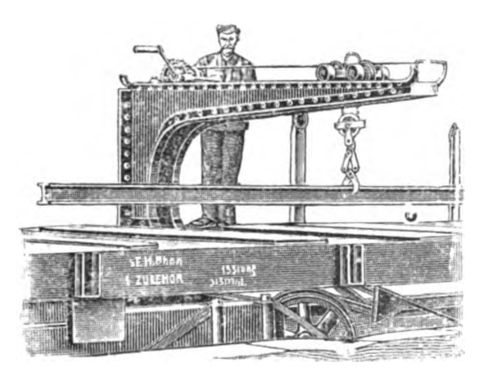


Abb. 2. Verladevorrichtung der Firma Graß, Berlin.

die Verladearbeiten wirtschaftlicher zu gestalten, wurden in letzter Zeit eigene Schienenabladevorrichtungen geschaffen, von denen drei Ausführungen in Heft 3 und 7 der „Gleistechnik" 1928 unter Beigabe zahlreicher Abbildungen beschrieben sind.

Die Maschinenfabrik Dahlheim Frankfurt, hat eine Schrotleiter von 100 kg Tragfähigkeit herausgebracht (Abb. 1), die zerlegbar und sehr leicht zu befördern ist. Sie hat den Nachteil, daß Schienen, die länger sind als der Wagenboden, nur abgeladen werden können, wenn sie auf zwei Wagen verladen sind. Die Vorrichtung wird, wie auch die folgenden, paarig verwendet; der Preis einer Ausrüstung stellt sich auf etwa 1600 ℳ. Schwerer, aber in der Handhabung bequemer, ist die Vorrichtung der Firma Graß, Berlin (Abb. 2). Sie besteht aus zwei gegenüber der Ladeseite am Wagen festschraubbaren Kranarmen, die, obwohl sie an der Ladeseite über den Wagen herausragen, innerhalb des Lademaßes bleiben. Die Leistung beträgt das vierfache der Handarbeit; der Preis beläuft sich auf 850 ℳ je Paar bei einem Gewicht von zusammen 650 kg. Ähnlich sind die von der Firma Robel gebauten, schwenkbaren Auslegerkrane, die je nach Bedarf an jeder Längsseite des Wagens angebracht werden können (Abb. 3). Sie haben zwar die sechsfache Leistung gegenüber dem Handbetrieb; das Paar wiegt aber 1270 kg und kostet 2950 ℳ. Die beiden letztgenannten Einrichtungen haben den Vorzug, daß mit ihnen die Schienen auch auf dem Wagen selbst bewegt werden können.

Den Vorrichtungen kommt eine besondere Bedeutung deswegen zu, weil die künftig zur Verwendung gelangenden 30 m langen Schienen sich von Hand wohl nur mit unverhältnismäßig hohen Kosten verladen lassen werden. Sp.

### Wiederherstellung abgenützter Klemmplättchen.

Die Schienen-Klemmplättchen mit Knappen unterliegen einer erheblichen Abnützung, besonders an der Berührungsfläche mit dem Schienenfuß, am Auflager auf der Unterlagsplatte und an der Außenseite des Knappens. Die abgenutzten Plättchen mußten bisher als Schrott verkauft und durch neue ersetzt werden, da alle bisherigen Methoden der Wiederinstandsetzung sich als unwirtschaftlich oder technisch unzulänglich erwiesen. Regierungs- und Baurat a. D. Hellmann, Hannover, hat nun seit einigen Jahren ein Verfahren ausgearbeitet, das die Wiederherstellung der Plättchen in wirtschaftlicher und technisch einwandfreier Weise ermöglicht.

Die Instandsetzung erfolgt durch Umpressen und zwar

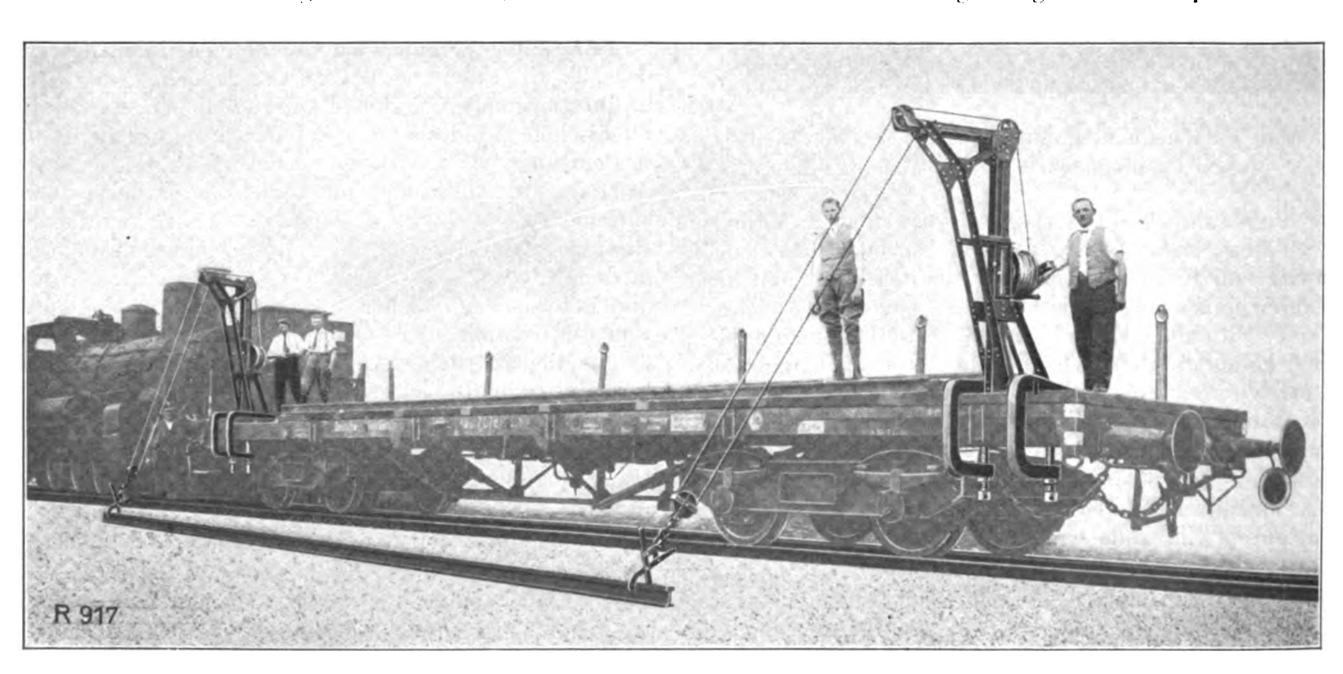



Abb. 3. Heranholen der Schiene mit dem von der Firma Robel & Co. München gebauten Auslegerkran.

bleibt die abgenützte Auflagerfläche unverändert. Die Stufe zwischen ihr und der zu ihr parallelen nicht aufliegenden Unterfläche wird wieder erzielt durch Zurückpressen der letzteren; dabei schiebt sich so viel Material zur Seite, daß auch die Anliege-

fläche an der Schiene nachgeformt werden kann. Der Knappen wird durch einen an der Innenseite desselben von unten her eindringenden Dorn nach außen gepreßt. Die Bearbeitung geschieht in einer von Hellmann entworfenen Exzenterpresse zwischen zwei mit Preßluft oder Wasser gekühlten Matrizen im hellrotwarmen Zustand; die Erwärmung erfolgt in einem eigens für diesen Zweck gebauten mit Teeröl geheizten Ofen. Es werden Aufpressungen des Knappens um 3 und um 5 mm vorgenommen und durch Kerben gekennzeichnet.

Die Wirtschaftlichkeitsberechnung weist für die Aufpressungskosten eines Plättchens den Betrag von rund 1 Rpf. aus. gegen fast 16 Rpf. für ein neues Plättchen. Nicht eingerechnet sind die Kosten für das Sortieren nach verschiedenen Aufpreßmaßen und das Ausscheiden unbrauchbarer Plättchen mit $^3/_4$ Rpf. je Stück und für Verzinsung und Tilgung der Maschinen und Werkstätten.

Bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft sind im Bereich der ehemaligen preußischen Staatsbahnen bis zum Juli 1927 auf neun bahneigenen Pressen bereits 15,2 Millionen Klemmplättchen nach diesem Verfahren instandgesetzt worden. Sp.

(Glasers Annalen 1927, Band 101, Heft 11 und 1928, Band 102, Heft 2.)

# Betrieb in technischer Beziehung; Signalwesen.

## Mechanisierung des Verschiebebetriebes.

Als Heft 10 des Jahrg. 1928 der „Verkehrstechnischen Woche" ist im Benehmen mit der Studiengesellschaft für Rangiertechnik (Stugera) ein weiteres (4.) Sammelheft über „Verschiebebahnhöfe in Ausgestaltung und Betrieb" erschienen. Sein Inhalt gliedert sich in zwei Abschnitte. Der erste ist der Stugera gewidmet und bringt außer einem eingehenden Programm kurze Berichte der einzelnen Sonderausschüsse; der zweite Abschnitt enthält eine Reihe bemerkenswerter Aufsätze aus der Feder erster Fachleute.

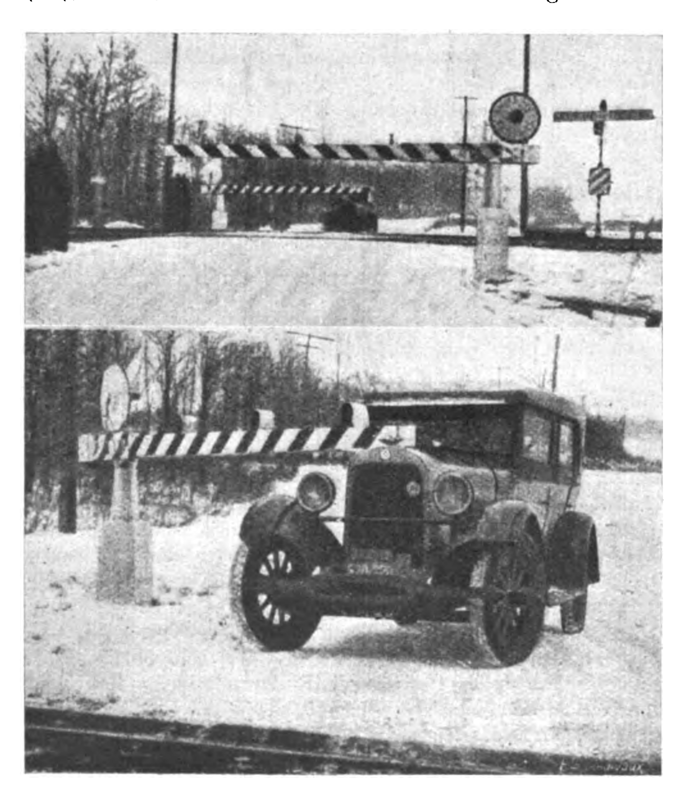
Über die Fortschritte der Mechanisierung im Auslande berichtete Prof. Dr. Pirath, Stuttgart und Regierungsbaumeister a. D. Wenzel, Hamborn. Pirath erläutert, wie die Entwicklung in den einzelnen Ländern infolge der annähernd gleichen Grundlagen im großen und ganzen zu der nämlichen Ausgestaltung geführt hat. Ein wesentlicher Unterschied ist lediglich in der Art der Vernichtung der Energie der ablaufenden Wagen zu verzeichnen, indem die Bremsmittel teilweise am Fahrzeug befestigt sind, teilweise aber von außen angreifen, welch letztere Art sich mit der fortschreitenden Mechanisierung immer mehr verbreitet. Die erste namentlich in England und Nordamerika bisher übliche Art habe zu einer harfenförmigen Anordnung der Richtungsgleise geführt, die bis zu ihrer Mitte noch im Gefälle von etwa 4‰ liegen, und weiterhin zu einer großen Zahl schwach wirkender Gleisbremsen, die auf einen weiten Raum verteilt sind. Die andere in Frankreich und Deutschland übliche Art, die neuerdings auch in England und Nordamerika Eingang findet, führt zu einer büschelförmigen Anordnung der Richtungsgleise unter Zusammenfassung des Gefälles an den Verteilungsweichen. Dort sind auch die nur in geringer Zahl vorhandenen aber starkwirkenden Gleisbremsen angeordnet. Außer den näheren Beschreibungen charakteristischer Verschiebebahnhöfe des Auslandes finden sich noch eine Reihe von Einzelangaben, so über Gleiswaagen im Ablaufrücken, über eine Anlage zum Erwärmen der Lager mit heißem Öl und über eine Gleisanlage zur besseren Ausnützung des Ablaufrückens. — Wenzel berichtet außer über die in letzter Zeit viel besprochenen französischen Hemmschuhbremsen über die in Amerika in großer Zahl ausgeführte Hannauer-Gleisbremse. Die sie kennzeichnende geringe Bremswirkung und die dadurch bedingte große Gleisbremsenlänge ist begründet in ihrer dem amerikanischen Wagenmaterial angepaßten Bauart. Wenzel widerlegt damit einen Teil der Annahme von Pirath.

Die theoretische Seite der mechanischen Bremsung behandeln Reichsbahnrat Dr. Ing. Gottschalk, Berlin, Prof. Dr. Ing. Ammann, Karlsruhe und dessen Schüler Regierungsbaurat Raab. — Gottschalk beschreibt wissenschaftliche Messungen an Gleisbremsen, die vom Reichsbahnzentralamt zum Vergleich verschiedener Bremssysteme ausgeführt wurden. Ermittelt wurden Bremsdruck, Verzögerung und Bremsarbeit, sowie der Einfluß der Radscheibendicken. Die zahlreichen beigefügten Diagramme geben ein anschauliches Bild vom zeitlichen Verlauf der einzelnen Größen. — Ammann teilt ein Verfahren mit, wie sich mit Hilfe der nach Fröhlich und Müller aufgezeichneten Geschwindigkeitshöhenlinien und Zeit-Wegelinien zu jedem gegebenen Längenprofil des Ablaufrückens die größtmögliche Abdrückgeschwindigkeit und die zugehörige Abbremsung auf zeichnerischem Wege bestimmen lassen. — Raab gibt einen Auszug aus seiner Dissertation „Die Bewegungsgleichung frei ablaufender Eisenbahnfahrzeuge und ihre Anwendung auf die Bestimmung der theoretisch größten Zerlegungsgeschwindigkeit eines Güterzuges". Unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Geschwindigkeit und des Einflusses der sich drehenden Massen wird eine ziemlich verwickelte Bewegungsgleichung aufgestellt. An Hand von Zahlenbeispielen zeigt der Verfasser, daß in der Regel eine Näherungsgleichung genügt, die ebenfalls entwickelt wird.

Mit den sonstigen mechanischen Hilfsmitteln befassen sich außer Pirath und Wenzel noch Prof. Ammann und Direktor Diehl der A. E. G. — Ammann bringt eine kritische Zusammenstellung aller zur Zeit verwendeten Verständigungsmittel für den Verschiebedienst von der Kreideanschrift bis zur Hochfrequenztelephonie. Hierfür beschreibt Diehl eine neue Ausführung der Sendeanlage. Ein weiterer Aufsatz desselben Verfassers beschreibt das Ablaufstellwerk der A.E.G. sowie den dabei verwendeten Schaltspeicher in der bisherigen und einer neuen Ausführungsart. Solche Anlagen sind bereits in Hamm, Arnsdorf, Königszelt, Wanne-Herne, Duisburg-Hochfeld-Süd und Thyssen-Hütte in Betrieb. Sp.

## Neuartige Schrankenanlage bei schienengleichen Übergängen.

Auf einer Doppelbahn mit Dampfbetrieb in der Nähe von Chicago wird zur Zeit ein Versuch mit einer neuen Schrankenanlage gemacht, die allen neuzeitlichen Anforderungen Rechnung



Neuartige Schrankenanlage.

tragen soll. Beiderseits der schienengleichen Überfahrt wird ein Schlagbaum angebracht, der nur etwas länger ist als die halbe Straßenbreite (siehe Abb.). Der Schlagbaum ist um eine wag-

rechte und eine lotrechte Achse auf einem festen Ständer drehbar angebracht. Auf jedem Schlagbaum befinden sich drei rote Lampen, die in Richtung der Gleisachse abgeblendet sind. Außerdem ist über dem Ständer eine Lampe angebracht, die die Straße mit weißem Licht beleuchtet und auf der Rückseite rotes Licht zeigt. Bei geschlossener Schranke erscheinen dem sich nähernden Fahrzeug sieben rote Lampen und rechts davon ein weißes Licht. Der Antrieb der Schranke wird durch einen 1/6 PS starken Elektromotor betätigt.

Die Schrankenanlage hat folgende Vorteile:

1. Wird ein Schlagbaum in geschlossenem Zustand von einem Fahrzeug angefahren, so dreht er sich um seine Achse ohne selbst zu zerbrechen oder das Fahrzeug zu beschädigen.
2. Wird beim Schließen der Schranke ein gerade vorüberfahrendes Fahrzeug von oben berührt, so erleiden beide keinerlei Beschädigungen; die Schranke geht nach dem Abdrehen in ihre Ruhelage zurück und schließt den Übergang von neuem.
3. Wird ein Fahrzeug zwischen zwei Schrankenbäumen während des Schließens eingeschlossen, so kann es sich durch Weiterfahren selbst befreien, ohne Beschädigung zu erleiden.

Diese Einrichtung eignet sich besonders für Schrankenwärterposten mit fernbedienten Schranken. Scherer.

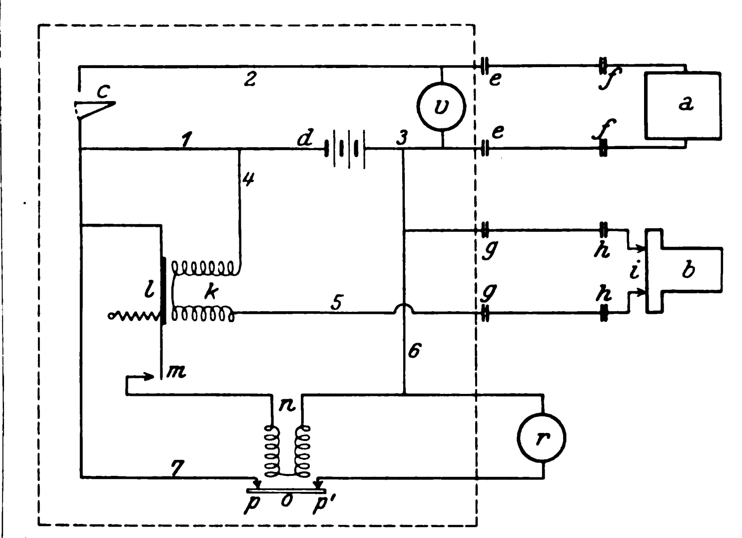
Bull. d. Ch. d. F., Juli 1927.

## Warnungsanlagen für Streckenarbeiter.

Im Heft 5 der „Gleistechnik" ist eine Reihe von „Schutzvorrichtungen an Eisenbahngleisen zur Verhütung des Überfahrens von Streckenarbeitern" aus verschiedenen Ländern beschrieben. Von den behandelten sieben Vorrichtungen beruhen sechs auf dem Grundgedanken, daß der herannahende Zug einen in entsprechendem Abstand von der Arbeitsstelle an der Schiene angebrachten Kontakt auslöst, der an der Arbeitsstelle selbst ein akustisches Signal betätigt; bei der französischen Einrichtung tritt (ähnlich der Braamschen Zugbeeinflussung) eine Zugsbremsung ein, wenn nicht die Arbeitskolonne einen fernbedienten Hebel rechtzeitig umlegt.

Die konstruktive Durchbildung aller Vorrichtungen ist aber noch derart unzulänglich, daß die Sicherheit unter Umständen noch eine trügerische ist und hierdurch eher eine Vergrößerung der Gefahr eintritt. Entwicklungsfähig scheint allein die englische Vorrichtung zu sein. Das Schaltschema zeigt die Abbildung.

Beim Befahren der Vorrichtung wird mittels eines vom Rad betätigten Tasthebels der Anker b, der durch ein Solenoid a in seine Ruhelage verbracht werden kann und in dieser den Kontakt i schließt, verschoben, so daß der Kontakt i und damit der Ruhestromkreis d — 4 — k — 5 — i — 3 — d unterbrochen und im Relais k der Anker l durch eine Feder abgezogen wird. Dies hat zur Folge, daß sich der Kontakt m schließt und im Zwischenstromkreis d — 1 — l — m — n — 6 — 3 — d Strom fließt. Dadurch wird der Anker 0 des Relais n angezogen; dieser schließt den Alarmstromkreis d — 1 — 7 — p — o — p' — r — 6 — 3 — d. Die Alarmvorrichtung r besteht aus einer Lampe und einem Läutewerk in Parallelschaltung. Dieser Zustand bleibt bestehen bis




Schaltbild für das Warnungssignal.

durch Schließen des Schalters c das Solenoid a über den Stromkreis d — 1 — c — 2 — a — 3 — d Strom erhält und den Anker b wieder in seine Ruhelage bringt. Sollte die Leitung zwischen den Steckkontakten gg und hh beschädigt werden, so ertönt ebenfalls das Signal. Das Voltmeter v dient zur Kontrolle der Spannung im Solenoidstromkreis.

Wenn der Verfasser von der Anwendungsmöglichkeit dieser Einrichtungen auf unbewachte Wegübergänge spricht, so muß entgegengehalten werden, daß für ortsfeste Anlagen bereits andere bewährte Anordnungen (vergl. z. B. Organ 1927, S. 468) vorliegen. Die vorliegenden einfachen Einrichtungen kommen nur dort in Frage, wo auf schnelles Anbringen und Abnehmen Wert gelegt werden muß. Sp.

# Buchbesprechungen.

Dr. Ing. e. h. Richard Baumann, **Das Holz als Baustoff.** München 1927, C. W. Kreidels Verlag, 166 S. mit 177 Textabbildungen, Preis *ℛℳ* 16,50, geb. 18,—.

Das Buch ist die 2. Auflage des gleichnamigen Werkes von Gustav Lang, durch vollständige Neubearbeitung mit glücklicher Hand streng auf die Bedürfnisse des Bauingenieurs zugeschnitten. Die Sorgfalt des Bearbeiters zeigt sich auch darin, daß er sich für mehrere Abschnitte die Mitarbeit besonders erfahrener Fachleute gesichert hat. Teilweise leuchtet auch die Zusammenarbeit mit der Reichsbahndirektion Stuttgart (Dr. Schaechterle) durch. Die einzelnen Abschnitte des Buches behandeln den Aufbau des Holzes, die Eigenschaften des Holzes, verschiedene Holzarten, Wachstum und Behandlung des Holzes (von Dr. Harsch), Holzkonservierung (von Dr. Himmelsbach-Noël), Verwendung des Holzes zu Bauteilen (von Prof. Graf). Die Auswahl und Behandlung des Stoffes ist schlechthin vorbildlich zu nennen. Jeder Bauingenieur, der mit Schwellen, Masten oder ganzen Holzbauten zu tun hat, wird auf alle Fragen über Güte, Wachstum, Herkunft, Pflege und Behandlung des Holzes klare und erschöpfende Auskunft finden, ebenso über Festigkeitseigenschaften des einzelnen Stabes wie der Holzverbindungen. Dazu kommt, daß die Abbildungen, sowohl die zahlreichen mikroskopischen Gefügebilder wie die Linienbildung der Festigkeitswerte, so vorzüglich ausgeführt sind, daß sie geradezu als einladender Buchschmuck erscheinen. Alles in allem: eine erfreuliche Erscheinung auf dem Büchermarkte, die den Bearbeitern wie dem Verlag zur Ehre gereicht und des Dankes und der Anerkennung aller Fachgenossen sicher sein darf. Dr. Bl.

**Wärmedurchgang bei einfachen Körpern und Maschinen.** Vorträge auf der II. Tagung des Ausschusses für Wärmeforschung im Verein deutscher Ingenieure. Heft 300 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. DIN A 4, IV/72 Seiten mit 108 Abbildungen und 22 Zahlentafeln. Preis broschiert *ℛℳ* 9,—, für VDI-Mitglieder *ℛℳ* 8,— (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7).

Inhalt: Prof. Dr. Gröber, Charlottenburg gibt rechnerische Grundlagen für die Verfolgung des Temperaturverlaufs in periodisch erwärmten Körpern. Anwendungsbeispiele hierfür sind Feuerungsanlagen, Winderhitzer, Wandungen von Wärmekraftmaschinen u. a. Ein Beitrag zur Klärung des Wärmeübergangs bei kondensierendem Dampf wird von Prof. Dr. Jakob, Charlottenburg, geliefert. Mit dem Wärmeübergang an die Zylinderwand befassen sich zwei eingehende Untersuchungen, und zwar einmal der Vortrag von Prof. Dr. Nusselt, München: Der Wärmeübergang zwischen Arbeitsmedium und Zylinderwand in Kolbenmaschinen, und das andere Mal der Vortrag von Prof. Dr. Nägel, Dresden: Der Wärmeübergang zwischen Dampf und Zylinderwand bei der Gleichstrom-Dampfmaschine. Dr. Eichelberg, Zürich untersucht den zeitlichen Verlauf der Wärmeübertragung im Dieselmotor auf Grund umfangreicher Versuche. Dr. Richter, Wien, behandelt Kühlungsfragen bei Fahr- und Flugzeugen.

Max Höfer, **Die Absteckung von Gleisbogen aus Evolventenunterschieden.** Berlin 1927, Verlag von Julius Springer.

Die Berichtigung verfahrener Gleisbogen nach dem Evolventenverfahren von Nalenz und Höfer hat sich bereits bestens bewährt, doch blieb bisher die Anwendung wenigen Eingeweihten vorbehalten. Das vorliegende Büchlein will die Gleisberichtigung zum Gemeingut aller Bahnunterhaltungsbeamten machen. Das ist erstrebenswert, weil nur so die wirtschaftlichen Vorteile, die eine verbesserte Unterhaltung der Gleisbogen erhoffen läßt, auch voll eintreten werden. Die Absicht des Verfassers, eine leicht verständliche Anleitung zu schreiben, ist voll erreicht. Mehr noch: man folgt der klaren, durchsichtigen Ableitung mit wirklichem Vergnügen. Selbst Fehleruntersuchungen werden in der Behandlung Höfers durchaus lebendig. Wer nur die üblichen Fälle — einfacher Kreisbogen und Kreisbogen mit Übergangsbogen — zu behandeln wünscht, findet auf 54 Seiten alles Erforderliche mit zahlreichen praktischen Winken; die Handhabung wird dabei durch Probetafeln auf Millimeterpapier außerordentlich erleichtert. Das Buch behandelt dann weiter Korbbogen und Gegenkrümmungen und gibt schließlich noch Anweisungen für besondere Fälle, von denen die Berücksichtigung unverschiebbarer Bogenpunkte oder -stücke am wichtigsten ist. Das Buch wird sich zweifellos bald für eine neuzeitliche, hochwertige Gleisunterhaltung als unentbehrlich erweisen.

Die Sorgfalt des Verfassers erstreckt sich auch auf die Sprachpflege. Es berührt angenehm, Verdeutschungen wie „beharrlich“ (statt konstant) oder wie „Schatten, Schattenlänge, Schattenriß“ (statt Projektion) zu begegnen. Auch der Anhang über die geschichtliche Entwicklung des Verfahrens ist ansprechend: Höfer läßt Nalenz das volle Verdienst der wissenschaftlichen Entdeckung; um so mehr ist der Leser geneigt, das Verdienst Höfers anzuerkennen, der dem Verfahren in langjähriger Arbeit den Weg zur Anwendung, also ins volle Leben gebahnt hat. Dr. Bl.

Walter Zippel, **Erd- und Eisenbahnbau.** Bautechnische Lehrhefte. Leipzig 1917, Verlag Dr. Max Jänecke, 88 S. Preis *ℛℳ* 1,40.

Das Büchlein ist vermöge seiner klaren, übersichtlichen Darstellung zur ersten Einführung, etwa für Studierende, recht wohl geeignet. Auffällig ist an ihm, daß es nicht eine einzige Abbildung enthält. Man wird unwillkürlich an einen Ausspruch des alten Plinius erinnert, daß man aus jedem Buche, so karg es auch sei, etwas lernen kann. Dr. Bl.

# Verschiedenes.

## Der „Rheingoldzug“ der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Seit 15. Mai d. Js. verkehrt zwischen Hoek van Holland und Basel ein aus neuartigen, besonders bequem und vornehm ausgestatteten Wagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft zusammengestellter und mit gesteigerter Geschwindigkeit durchgeführter Fern-D-Zug („F F-D“), der den internationalen Reiseverkehr von Holland durch Deutschland nach der Schweiz zu bedienen hat. Der Zug wird erstmals im Gebiet der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft mit einem besonderen Namen, „Rheingoldzug“ belegt. Die Fahrtdauer von Hoek van Holland bis Basel (nahe an 700 km) beträgt 11 Stunden.

Die F F-D-Züge werden aus Wagen der folgenden vier Gattungen zusammengestellt: Wagen 1. Klasse mit 28 Sitzplätzen, Wagen 1. Klasse mit Küche und 20 Sitzplätzen, Wagen 2. Klasse mit 43 Sitzplätzen, Wagen 2. Klasse mit Küche und 29 Sitzplätzen und zwar derart, daß für je zwei Wagen eine Küche vorhanden ist. Außerdem führt der Zug einen besonderen Gepäckwagen mit sich.

Um den verschiedenen Wünschen der Reisenden möglichst weitgehend gerecht werden zu können, sind in den Wagen 1. Klasse (Abb. 1) sowohl größere Saalräume, als auch kleinere Abteile zu vier und zwei Plätzen vorgesehen und zwar sowohl für Raucher als auch für Nichtraucher. Den Reisenden dieser Klasse stehen als Sitzplätze angenehme verschiebbare Einzelpolstersessel mit hohen Rücklehnen zur Verfügung. Breite Fenster gewähren von allen Plätzen einen freien Ausblick.

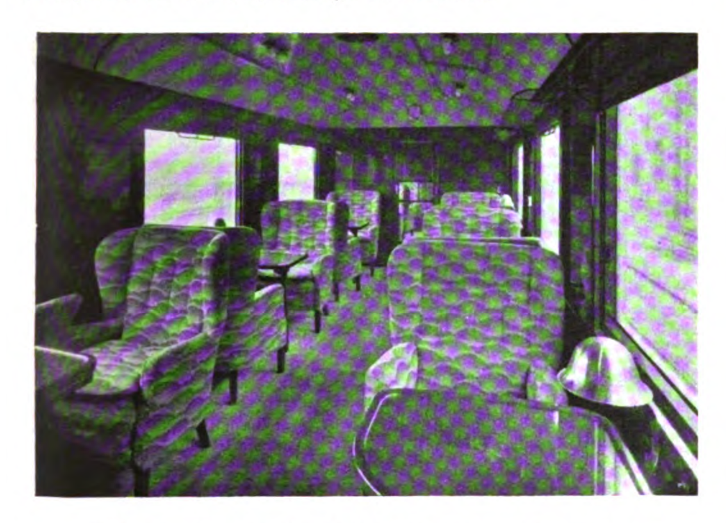


Abb. 1. Inneres des Salonspeisewagens 1. Klasse.

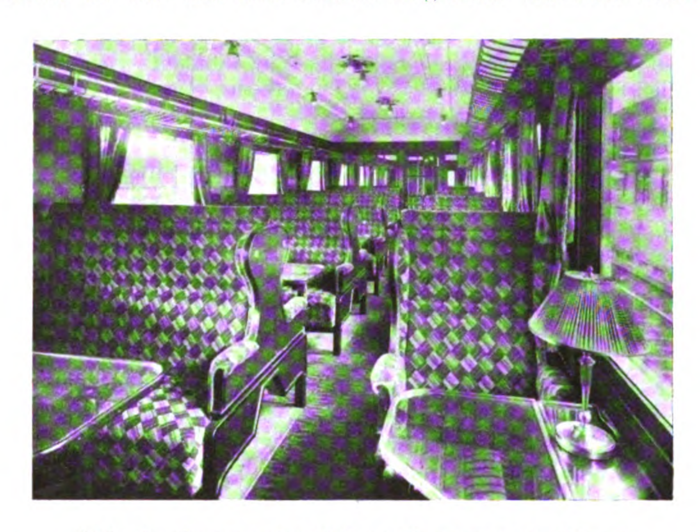


Abb. 2. Inneres des Salonspeisewagens 2. Klasse.

Die Wagen der 2. Klasse (Abb. 2) enthalten je zwei Saalräume. Als Sitzplätze sind fest eingebaute, bequeme Polstersessel mit hoher Rücklehne vorgesehen.

Als weitere Ausstattung erhält jeder einzelne Wagen einen besonderen Gepäckraum, der zur Unterbringung von Handgepäck, umfangreicheren Kleidungsstücken, sowie Stöcken und Schirmen der Reisenden eingerichtet ist.

Die Küchen- und Anrichteräume sind in allen damit ausgerüsteten Wagen in gleicher Weise ausgebaut. Speisen und Getränke werden den Reisenden an ihren Sitzplätzen serviert.

Die Lokomotive, die den Zug fährt, eine 2 C 1 Lokomotive nach der Bauart der ehemals bayerischen S 3/6 Lokomotiven, wird auf der fast 700 km langen deutschen Strecke von Zeevenaar nach Basel nur ein einziges Mal in Mannheim abgelöst.

Die Sonderwagen des „Rheingoldzuges“ wurden von den Wagenbauanstalten Waggon- und Maschinenfabrik A.-G. Görlitz, Wegmann & Co., Kassel, van der Zypen & Charlier G. m. b. H., Köln-Deutz, Gebrüder Credé & Co., Niederzwehren bei Kassel und Linke-Hofmann-Lauchhammer A.-G., Breslau, hergestellt.

Sie sind nach einheitlich von der deutschen Reichsbahn entworfenem Grundriß gebaut. Untergestell, Kastengerippe und Dach sind in Anlehnung an den Aufbau der in den letzten Jahren beschafften und im Betrieb bestens bewährten D-Zugwagen ganz aus Stahl gebaut. Die Drehgestelle sind neuer Bauart, ihre Laufeigenschaften wurden durch eingehende Vorversuche geprüft.

In allen Wagen ist besonderer Wert auf eine reichliche

Ausstattung mit elektrischer Beleuchtung gelegt, deren Gesamtwirkung noch durch die auf jedem Tisch aufgestellten, einzeln bedienbaren Tischlampen erhöht wird. Ausreichende Lüftung wird durch zahlreiche Deckenluftsauger sichergestellt. In den Saalräumen sind zudem noch kräftig wirkende elektrische Deckenventilatoren vorgesehen.

Die architektonische Ausstattung der Innenräume ist nach verschiedenen Entwürfen namhafter deutscher Künstler ausgeführt. Es bestehen daher in den Wagen in dieser Beziehung mannigfache Unterschiede in Stoff, Form und Farbe.

Auch äußerlich sind die Wagen aus dem übrigen Wagenpark der Reichsbahn durch die besondere Behandlung des Anstrichs herausgehoben. Die Wagenlängswand ist unterhalb der Wagenbrüstungsleiste violett gehalten, darüber liegt die Fensterfront mit cremefarbigem Anstrich, den ein wiederum violett gehaltener Streifen von dem silbergrauen Wagendach trennt.

### Fachausschuß für Staubtechnik.

Mit Rücksicht auf die außergewöhnliche Bedeutung der Staubfrage ist beim Verein deutscher Ingenieure ein Fachausschuß für Staubtechnik gebildet worden, der sich in einer Sitzung am 13. Februar 1928 im Ingenieurhaus konstituierte. In der Sitzung wurde der Arbeitsplan festgelegt und beschlossen, als dringendste Arbeiten zunächst eine solche über „den augenblicklichen Stand und vorliegende Aufgaben bei der Kohlenstaubfeuerung (einschl. der Flugaschen- und Flugstaubfrage)“, sowie eine zweite über die „Bedeutung des Staubes in gewerblichen Betrieben“ vorzunehmen. Später sollen „Straßenbau und Straßenstaub“, „Verkehrsstaub vom hygienischen Standpunkte“, „Staubverhütung und Staubaufsaugung in Betrieben“ und „Staubmeßtechnik“ in Angriff genommen werden.

Die Geschäftsstelle befindet sich im Ingenieurhaus Berlin NW 7, Friedrich-Ebert-Straße 27.

## Berichtigungen und Zuschriften.

Zum Aufsatz:

### Widerstand und Trägheit der dieselelektrischen Lokomotive.

Zufolge bei der Schriftleitung eingegangener Anfragen werden zu dem Aufsatz „Widerstand und Trägheit der dieselelektrischen Lokomotiven“ von Prof. Dr. Lomonossoff in Heft 7 des „Organs“ mit Zustimmung des Verfassers nachfolgende Berichtigungen und Erläuterungen gegeben:

1. Die Zahl 127 in Gl. 2) steht für $^1/_{000}$ der Beschleunigung der Erdschwere. Diese Zahl ist, da $\frac{dV}{dt}$ in km $h^{-2}$ ausgedrückt ist, ebenfalls auf diese Maßeinheit zu beziehen und beträgt hierfür $\frac{9{,}81 \cdot 3600^2}{1000} = 127008$. Da aber in Gl. 2) $G_L$ und $G_W$ in Tonnen, die Glieder der rechten Gleichungsseite in kg ausgedrückt sind, ist nach Kürzung mit 1000 127 einzusetzen.

2. Auf Seite 134 links 4. Zeile muß es statt „verlässig“, — „unzuverlässig“ heißen.

An verschiedenen Stellen der Seite 133 ist ferner der Buchstabe w bzw. W durch $\omega$ (Winkelgeschwindigkeit) zu ersetzen, nämlich linke Spalte Zeile 15, 18, 21; rechte Spalte Zeile 8 muß es heißen $\omega = \frac{v}{R}$.

In den Gleichungen Seite 134 linke Spalte unten ist statt V. . . . v *m sec*$^{-2}$ zu setzen, statt $\frac{dV}{dt}$ . . . . $\frac{dv}{dt}$; t bedeutet von hier ab Sekunden.

3. Seite 134 rechte Spalte Mitte. Bei den Versuchsfahrten 6 und 11 lief die Lokomotive nicht das Gefälle hinab, sondern durch die lebendige Kraft unter Abnahme der Geschwindigkeit, hinauf. In Abb. 2 verlaufen deshalb die Kurven 6 und 11 mit zunehmender Zeit (Ordinatenachse) entgegen der Nummerung der Beobachtungspunkte auf der Versuchsstrecke (Abszissenachse). — Auf Seite 135 rechte Spalte Mitte ist deshalb der Steigungswert $i_2$ negativ.

4. In der Gl. 6) Seite 135 linke Spalte ist sowohl x, der von der Geschwindigkeit abhängige Widerstand der Lokomotive als Fahrzeug, wie auch $\gamma$, das den Einfluß der rotierenden Massen auf die Trägheit darstellt, unbekannt. Lomonossoff benutzt daher den Kunstgriff, die Lokomotive in einem zweiten Gefälle von anderem Neigungsverhältnis ablaufen zu lassen, oder, was einfacher ist, die Lokomotive mit Anlauf in derselben Steigung aufwärts auslaufen zu lassen. Für jedes Gefälle $i_1$, $i_2$ läßt sich eine Funktion $\left(\frac{dv}{dt}\right) = \varphi(v)$ bildlich darstellen, man erhält also im selben Netze zwei Kurven $\varphi_1$ und $\varphi_2$. Für ein bestimmtes v ergeben sich dann zwei verschiedene Werte $\left(\frac{dv}{dt}\right)_1$ und $\left(\frac{dv}{dt}\right)_2$ während $x_1 = x_2$ ist, weil zu gleichem v gehörig.

So ergibt sich dann aus der Differenz $\left(\frac{dv}{dt}\right)_1 - \left(\frac{dv}{dt}\right)_2$ eine Gleichung zur Bestimmung von $\gamma$. (Das erste Gleichheitszeichen in der Gleichung der 5. Zeile Seite 135 oben rechts ist durch das Minuszeichen zu ersetzen.)

5. Für die russische Mallet-Lokomotive (Abb. 9, S. 136) wird die Achsanordnung, C + C, nachgetragen.

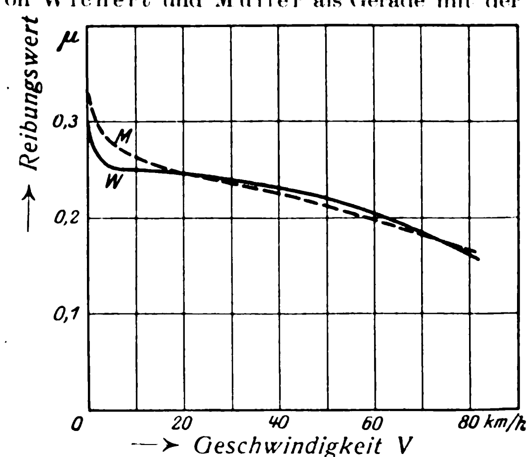
Die Unklarheiten entstanden infolge der Abkürzung des Aufsatzes fast um die Hälfte bei der Übersetzung, sowie infolge der Änderung der Bezeichnungen des Verfassers auf die in Deutschland üblichen. Die Schriftleitung.

Zu dem Aufsatz:

### Der Reibungswert und die Höchstleistung von Lokomotiven

von Dipl.-Ing. N. Dobrowolski „Organ“ 1928, Seite 136 erhalten wir von Herrn Professor Meineke, Berlin, folgende Zuschrift:

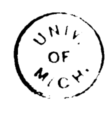
Die Abhängigkeit der Reibungszahl $\mu$ von der Geschwindigkeit V wird in dem Aufsatz aus den Mittelwerten zweier Versuchsreihen von Wichert und Müller als Gerade mit der Gleichung




Versuchsergebnisse zur Ermittlung des Reibungswertes.

$\mu = 0{,}22 - 0{,}012$ V angenommen. Da es auffällt, daß die Kurven von Müller und Wichert verschieden gekrümmt sind, habe ich in dem Diagramm die ursprünglichen Versuchspunkte Müllers aus dem „Zentralblatt für den elektrischen Zugbetrieb“ 1928, Seite 64 mit der Wichertschen Kurve aus „Elektrische Bahnen“ 1927, Seite 90 zusammengestellt, wobei sich beide fast völlig decken (s. Abb.). Müller ist mit seiner Kurve den Versuchspunkten nicht gefolgt, Dobrowolski hat das nicht gemerkt und kommt auf diese Weise zu einer falschen Veränderlichkeit des $\mu$ mit V. Die weiteren Schlüsse bedürfen nun auch einer Berichtigung. F. Meineke.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.


UNIV.
OF
MICH.

Beladeversuch I.

Polsterholz

Ladung besteht aus Betoneisen 10-16 mm dchm 12-14 m lang

Klotz Rungenkette Polsterholz

Pfeilhöhen der Tragfedern r. l. 125 mm 136 " Jr 723-131 95 100 102 110 Jr 723-124 126 135

1.65 0.75 1.0 6.72 3.79 7.80

Tragfeder: 7 blättrig 90·13. 1.10 m

Tragfedereinsenkung durch Ladung 22-25 %

Gewicht des Wagens samt Ladung: 16000 kg 15660 kg

Gewicht des Wagens allein: 5160 " 5000 kg

Beladeversuch II.

Pfeilhöhen der Tragfedern rechts: links: 155 142 Jr 723-144 123 115 100 71 Jr 723-138 93 86 122 102 Jr. 723-150 135 118

Gewicht des Wagens samt Ladung: 14000 kg. 18930 kg 14280 kg

Gewicht des Wagens allein: 4780 kg 5530 " 4770 "

**Abb. 1. Verladung von Betonrundeisen.**

20,10

Jr 723-154 Jr 71109 Jr 723-153

22,99

3,79 3,60 3,79

Pfeilhöhen der Tragfedern rechts 142 98 63 63 90 105

links 140 90 55 68 80 132

Brutto 45510

Eigengewicht d. Wagen: 5030 kg 5080 kg 5040 kg

Tragfähigkeit 10500 " 12800 " 10500 "

Achsbezeichnung 1 2 3 4 5 6

Ergebnisse der Abwiegung 5830 allein 15860 40700 10480 40660 5970 allein

**Abb. 2. Verladung von Betonrundeisen bei der Probefahrt.**

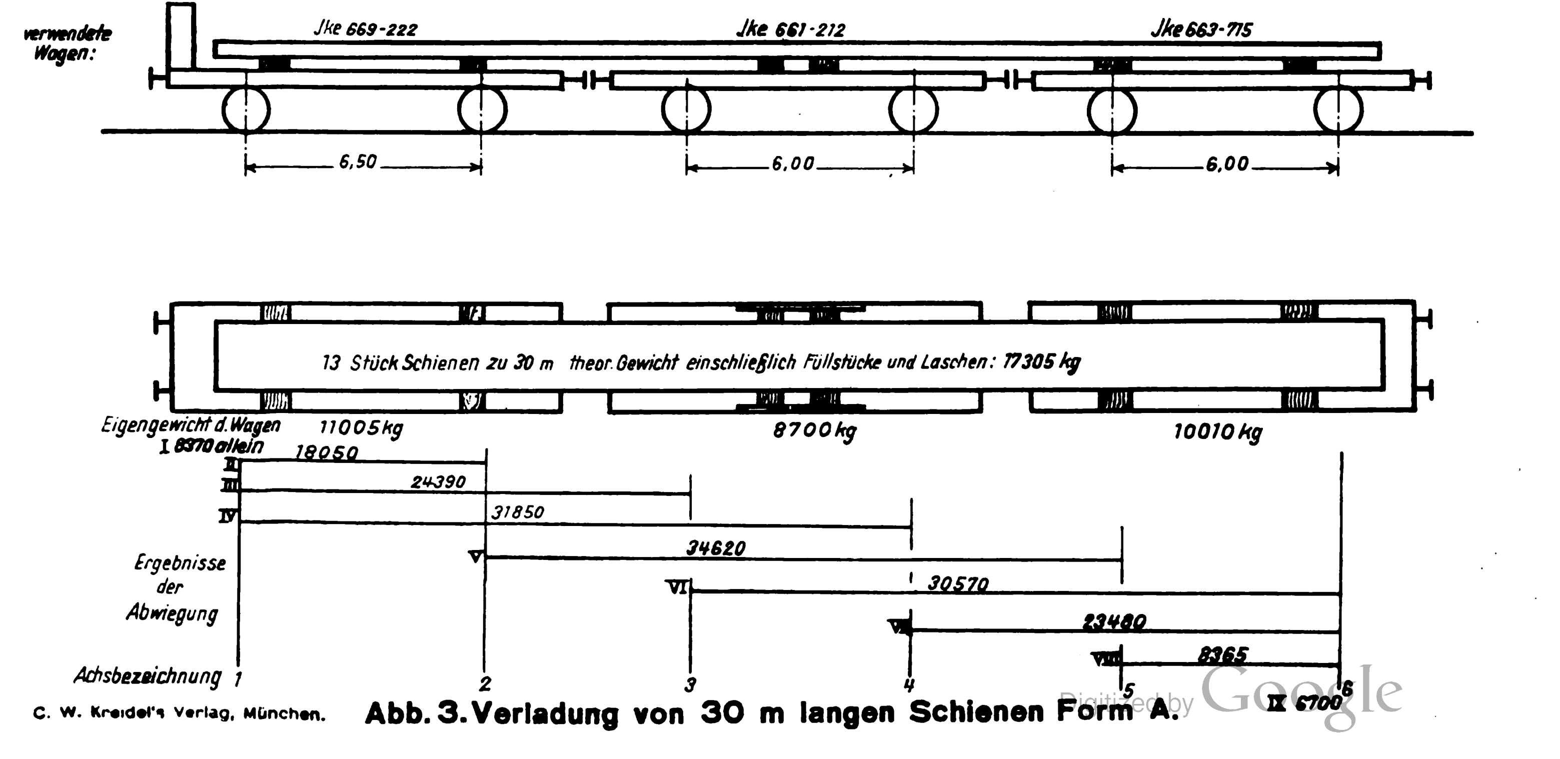



**Abb. 3. Verladung von 30 m langen Schienen Form A.**

4. Beladeversuch mit 45 m langen Eisenbahnschienen, hergestellt durch Verlaschung 15 m langer Schienen.

13 Stränge Schienen Form A 44,1 kg p. m. theor. Gewicht einschl. der Paßstücke = 28,0 tonnen

Richtung der Verwiegung

Abb. 5. Beladeversuch mit 60 m langen Eisenbahnschienen Form A.

Ladegut: 2 Lagen zu 15 Schienen = 81850 kg, Laschen und Schrauben 2400 kg, Holzunterlagen = 902 kg, Gesamt 85152 kg

Ladegut 31 St. Schienen Form A zu 20 m = 27342 kg.

Ladegut: 31 Schienen zu 20 m = 27340 kg
Breite der Ladung innerhalb des Drehschemels 1,9 m

**Zum Aufsatz:**
**Neue Verladearten für langes Betonrundeisen und lange Schienen.**


UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss**, Dresden

**83. Jahrgang** | **15. Juni 1928** | **Heft 12**

## Der Gefällbahnhof im Wandel der Zeit*).

Von Reichsbahnrat **Backofen.**

Seitdem die Veröffentlichungen ablaufdynamischer Berechnungen und Erkenntnisse spärlicher geworden sind, haben sich neuere Untersuchungen wieder dem Gefällbahnhofe zugewendet. Man sollte dabei aber nicht jene vergessen, die sich schon vor Jahrzehnten mit diesen Dingen beschäftigt haben.

Die Wiege der Gefällbahnhöfe liegt in Sachsen. Auf dem Bahnhof Dresden-Neustadt (Schlesischer Bahnhof) der Sächsischen Staatseisenbahn rangierte man schon seit 1846 auf abfallenden Ausziehgleisen. Auf dem Bahnhof Zwickau ging das Gefälle 1:100 weit in die Sammelgleise hinein. Die Erfolge waren derart gut, daß es sich lohnt, die Hauptgesichtspunkte der damaligen Zeit in die Erinnerung zurückzurufen**).

In Dresden auf dem Schlesischen Bahnhof hatte das Ausziehgleis eine Neigung von 1:55. Es war möglich, in 11 Minuten 33 Achsen zu rangieren, oder in 24 Stunden 1440 Achsen. Wenn die Wagen in den Sammelgleisen mit besonderen Lokomotiven zusammengestellt wurden, so war es bei einer Störung des Ablaufbetriebes von 3½ Stunden möglich, 3720 Achsen zu verarbeiten.

Auf dem Zentralgüterbahnhof in Dresden hatte die anschließende Bahnstrecke Dresden-Chemnitz eine Neigung von 1:100; von hier aus wurden in 9½ Minuten 78 Achsen ausrangiert. Wenn die Züge mit Lokomotiven zusammengestellt wurden, so ergab sich bei einer Arbeitszeit von 1240 Minuten eine Achsenzahl von 9672.

Auf dem Bahnhof Zwickau wurde ein Hauptgleis von 1:110 ebenfalls zum Rangieren benützt. Es gingen täglich ungefähr 2000 Achsen Kohlenwagen ab.

**Zusammenstellung I.**

| | 1 | 2 | 3 | | 4 |
|---|---|---|---|---|---|
| Lfde. Nr. | Bahnhof | Neigung des Rangiergleises | a Leistung bei 1 Lok. in 24 Std. | b in Achsen bei 2 Lok. in 1240 Min. | Bemerkungen |
| 1 | Dresden Schlesischer Bahnhof | 1:55 | 1440 in Gruppen zu zwei Wagen | 3720 | Bei 3b ist eine Störung von $3^1/_2$ Stunden mit berücksichtigt. |
| 2 | Zentralgüterbahnhof Dresden | 1:100 | 3940 in Gruppen zu $6^1/_2$ Achsen | 9672 | Ein Zug von 46 Achsen wird in 8 Minuten zerlegt (120 Achsen in 20 Minuten). |

Nachfolgende Zusammenstellung II gibt einen Überblick über die Leistung verschiedener Bahnhöfe in abfallenden Ausziehgleisen. Die Zusammenstellung ist hervorgegangen aus einer Denkschrift der Oberbeamten des norddeutschen Eisenbahnverbandes (1874).

**Zusammenstellung II.**

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Lfde Nr. | Bahnhof | Benutzt | Steigung des Ausziehgleises | Anzahl der Verteilungsgleise | Maximumleistung in Achsen | Bemerkungen |
| 1 | Halle der Magdeburg—Leipziger Eisenbahn | seit Anlage des Bahnhofs | 1:300 | 7 | 5000 | Bei schlechtem Wetter entstehen Stockungen. |
| 2 | Leipzig derselben Bahn | 1871 | 1:300 | 13 | 4000 | Gefälle zu schwach, da die Sammelgleise in Kurven. |
| 3 | Leipzig der Leipzig-Dresdener Bahn | 1864 | 1:200 | 9 | 3000 | Keine Mängel. |
| 4 | Dresden-Neustadt (Schles. Bf.) der Sächs. Staatseisenbahn | 1846 | 1:55 | 12 | 3600 | Anlage außerordentlich gut. Nur bei Ostwind und Glatteis Schwierigkeiten, da die Krümmungen 130 bis 140 m sind. Die Steigung müßte mindestens 1:80 sein. |
| 5 | Dresden-Altstadt, wie vor | 1866 | 1:95<br>1:110 | ? | 4400 | 1:95 vor den Verteilungsgleisen. Zwei Ablaufgleise. |
| 6 | Chemnitz, wie vor | 1871 | 1:100 | 5 Rangier-<br>8 Kohlengleise | 9000 | Es wird das vierfache gegenüber horizontalen Gleisen geleistet. |
| 7 | Zwickau, wie vor | 1861 | 1:100 | 18 | 9000 | Heftiger Wind stört. ²/₃ des Bahnhofs liegt im Gefälle 1:100. |
| 8 | Köln-St. Gereon | 1861 | 1:300 | 20 | 6000 | Gefälle zu schwach, da das Gleis in 500 m Kurve liegt. |

Bemerkungen: 1. In Dresden-Altstadt betrug die Ablaufzeit nach einer Zeitstudie, für 120 Achsen umgerechnet, 10,4 Minuten bei Gruppen von 2,6 Wagen.

2. Zu lfd. Nr. 6 ist zu bemerken, daß das abfallende Ausziehgleis von den Beamten als sehr zweckmäßig gerühmt wurde, da die Arbeit mit geringen Arbeitskräften und Maschinen ausgeführt werden konnte. Bei ungünstigem Wetter wurden die Schienen mit Handstreubüchsen besandet, um den Wagenlauf auf den Verteilungsgleisen zu verzögern.

3. Zu lfd. Nr. 7. Der Bahnhof Zwickau führte das Gefälle 1:100 in die Verteilungsgleise hinein. Das starke Gefälle trug zur großen Leistungsfähigkeit des Bahnhofs bei.

Die aus dem Kohlenrevier von Osten einfahrenden Züge fuhren direkt auf die Ablaufgleise. Die Wagen waren nach einmaligem

*) Der Aufsatz ging uns bereits zu Beginn dieses Jahres zu, konnte jedoch wegen Raummangels nicht früher gebracht werden. Die Schriftleitung.

**) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1871, S. 60 und 1874, S. 181 u. f.





Ablauf innerhalb 10 bis 15 Minuten zu neuen Zügen zusammengestellt. — Die Leistung des Bahnhofs auf der Zwickauer Bahnhofsseite betrug als Stundenhöchstleistung 450 Achsen in 112 Rangiergängen.

Das Urteil über die Rangierausziehgleise ist folgendes: „Das Rangieren vermittelst zweckmäßig angelegter Aus- „ziehgleise, von denen die Wagen, durch die Schwerkraft „getrieben, in die Verteilungsgleise ablaufen, ist das vorzüg- „lichste Rangierverfahren, welches wir kennen und für die „Verhältnisse auf deutschen Bahnen am besten geeignet, das „große Rangiergeschäft in der kürzesten Zeit, auf dem kleinsten „Raume, auf die billigste Weise und mit der geringsten Gefahr „für Menschen und Fahrmaterial zu bewirken."

Es wird berechnet, daß das Rangieren mit Ablaufgleisen die halbe Zeit, infolgedessen auch nur ½ der Gleisanlagen erfordert, billiger ist als das Arbeiten auf horizontalen Gleisen und auch weniger die menschlichen Arbeitskräfte beansprucht, wie aus folgender Zusammenstellung zu sehen ist.

Zusammenstellung III.

| Lfde. Nr. | 1<br>Gegenstand | | 2<br>Fallendes Ausziehgleis | 3<br>Horizontales Ausziehgleis |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Zeit | | 1/2 Einheit | 1 Einheit |
| 2 | Kosten/Achse/Grosch. | | 0,57 | 1,38 |
| 3 | Erforderliche Rangiergleise auf eine Achse | | 1,32 lfd. m | 2,44 lfd. m |
| 4 | Unfälle | Tötung | 1 | 2,8 |
| | | Verletzung | 1 | 6,5 |

Nach den Quellen legte man in damaliger Zeit grundsätzlich an jedes Bahnhofsende ein ansteigendes Gleis, um das Anhalten und Abfahren der Züge zu erleichtern; häufig hat auch die Notwendigkeit vorgelegen, eine starke Neigung an die Bahnhofshorizontale anzuschließen, in der die Lokomotive mit Wagen vorzog, auf der Stelle verblieb, bis die Wagen abgelaufen waren und dann neue Wagen holte. Dies ist der auch noch jetzt angewandte Gefällbetrieb mit der Abweichung, daß die Lokomotive vor Ablauf das Zerlegegleis verläßt.

Es ist nicht beabsichtigt, die Zusammenstellungen I bis III in vergleichende Beziehung zu unserer heutigen Zeit zu bringen. Waren doch damals Eigen- und Ladegewicht, Länge der Wagen und Lokomotiven ganz andere als heute; die Kupplungen zeichneten sich durch Einfachheit aus und die bremssowie wagentechnischen Untersuchungen hatten einen verhältnismäßig geringen Umfang. Außerdem durften die Weichen nur mit Vorsicht durchfahren werden, da sie noch im Anfang der Entwicklung standen. Trotzdem bleiben die damals geleisteten Zahlen und erreichten Zeiten bedeutsam und es wäre zu wünschen, daß man auf mittleren Bahnhöfen die alte Weise nachprüfte, bevor man zu Ablaufbergen schreitet.

Ebenso, wie die ersten Zeitstudien in das Jahr 1874 fallen, ist die Anregung zur ersten automatischen Gleisbremse in dasselbe Jahr zu verweisen. Ein Mitglied der mit dem Studium verschiedener Rangierbahnhöfe beauftragten Eisenbahn-Kommission schlägt vor, „um die Möglichkeit einer „Arretierung der von geneigten Rangiergleisen ablaufenden „Wagen auf einfachstem Wege und vorläufig ohne (Hand) „Bremsen zu erreichen, am Ende des geneigten Gleises, oder „besser im Anfange der Verteilungsgleise und zwar tunlichst in „grader Linie bewegliche Bremsbacken von ca. 5 m Länge „neben einer Schiene jeden Gleises anzubringen, welche ver- „mittels von einem Punkte aus zu bewegender Hebel (Zentral- „Hebelapparat) stärker oder schwächer gegen die inneren Rad- „flächen der ablaufenden Wagen gedrückt werden und dadurch „deren Lauf regulieren." Was ist dies anderes als eine neuzeitliche Gleisbremse? Der Ausschuß regte an, Versuche in dieser Richtung anzustellen, es blieb aber leider bei dieser Anregung.

Der Gedanke, Wagen aus geneigten Gleisen ablaufen zu lassen, hatte sich also in der Durchführung bewährt. Man hatte die Erfahrung gemacht, daß die Ergebnisse am günstigsten sind, wenn das Gefälle möglichst weit in die Verteilungs- oder Sammelgleise reicht. Von hier aus war nur ein Schritt zu den Bahnhöfen, deren Gruppen alle im Gefälle liegen. Im Sinne dieses Gedankens entstanden in Sachsen im Lauf der Zeit die Gefällbahnhöfe Leipzig-Engelsdorf, Chemnitz-Hilbersdorf, Zwickau und Dresden-Friedrichstadt.

Die Besichtigung des Umstellbahnhofes Dresden-Friedrichstadt durch bayrische Ingenieure fand 1899 statt und diente dem Studium des Betriebes. Der Umstellbahnhof Nürnberg Rgbf. war damals bereits im Bau, der Entwurf war anfangs der 90er Jahre bereits aufgestellt worden. In Bayern bestand schon seit längerer Zeit ein teilweiser Gefällsbahnhof ähnlich wie die alten sächsischen — Hof Oberkotzau —.

Die Entwicklung war also hier die gleiche wie in Sachsen — aus einzelnen kleineren Gefällsanlagen allmählich zum durchgehenden Gefällsbahnhof.

In Preußen finden wir keinen Gefällbahnhof. Selbst Frankfurt a. d. Oder mit seinem steigenden Gelände wurde für einen Gefällbahnhof nicht ausgenutzt. Ob diese Frage hier überhaupt erörtert wurde, ist dem Verfasser nicht bekannt. Die Flüssigkeit des Rangierbetriebes lag also unseren Vorgängern sehr am Herzen. Die Bewegung eines Zuges auch im Rangierbahnhof aufrecht zu erhalten, alle entgegengesetzten Sägebewegungen zu vermeiden, der Verschiebebahnhof gewissermaßen als laufendes Band, oder als Kautschuksack aufgefaßt, der entweder in die Breite geblasen oder in die Länge gezogen wird, je nachdem er der völligen Umbildung oder der Durchführung der Züge zu dienen hat, dies ist der Leitgedanke 22 Jahre später von A. Blum. Der Wagenumlauf steht im Mittelpunkt der Erörterung. Die Grundrißform ist entscheidend. Theoretisch kommt A. Blum zu dem Schluß, daß ein Gefällbahnhof die Bewegung der Wagen am besten im Fluß hält. Freilich ist es von Bedeutung, daß die Wagen möglichst nur einmal über den Ablaufberg gehen und die Züge dann in den Sammelgleisen fertiggestellt werden können. Er errechnet für die Bahnhöfe Frintrop, Osterfeld und Wanne 1895/96 etwa 72% der eingegangenen Wagen, die durch einmaliges Ablaufen fertig sind, wie aus der Zusammenstellung IV hervorgeht.

Zusammenstellung IV.

| Lfde. Nr. | 1<br>Bahnhof | 2<br>Eingegangene Achsen | 3<br>Beladene Achsen | 4<br>Von Sp. 2 durch einmaligen Ablauf fertig |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Frintrop | 4500 | — | 70% |
| 2 | Osterfeld | 2670 | 2/3 | 77 „ |
| 3 | Wanne | 3600 | 1/5 bis 1/6 | 70 „ |

Bemerkungen: Zu 1. W-O-Richtung leere Züge.
Zu 2. desgl. desgl.
Zu 3. Es werden nicht sämtliche Züge neu gebildet.

Bemerkenswert sind die hierzu gehörenden Zahlen des Verschiebebahnhofes Stettin für die Zeit vom Januar bis August 1927.

Vom Januar bis August sind durchschnittlich im Tage 1728 Wagen ausgegangen. Ebensoviel, also 100% sind über den Berg gelaufen, 200% aber mußten im Stoßbetrieb nochmals behandelt werden, bevor sie „fertig" waren. Die Behandlung

auf einem solchen Bahnhof kommt also sehr teuer. Vermutlich ist Stettin nicht der einzige Verschiebebahnhof im Netz der Reichsbahn-Gesellschaft, der so reichlich vom Stoßbetrieb Gebrauch macht. Es wird sich empfehlen, gerade bei Nebenanlagen Ausziehgleise mit Gefälle durchzuprüfen, auf denen die Wagen gleichmäßig und selbsttätig ablaufen.

Die anschließende Zeit ist erfüllt mit Berechnungen über die zweckmäßigste Form eines Verschiebebahnhofs und über die Verschiebekosten. Verschiedene Forscher meinten, daß sich die Betriebskosten errechnen lassen, woraus sich theoretisch die beste Bahnhofsform ergäbe. Der Wirtschaftlichkeit mußte aber auch Rechnung getragen werden, indem das Baukapital und die Betriebsverhältnisse der anschließenden Strecken herangezogen wurden, wie Oder vorgeschlagen (Archiv 1904), Sammet hingegen durchgeführt hat (Archiv 1913). Da aber nirgends Verschiebekosten zu erfahren waren, und sofern solche vorlagen, sie sich auf ganz besondere Fälle bezogen, so versuchte man an Hand konstruierter Beispiele die Kosten für einen Wagen zu bestimmen. Es blieb nicht aus, Annahmen zu machen, die durchaus anfechtbar sind und zu einer einheitlichen Auffassung nicht führen konnten. Die Unzulänglichkeit der Annahmen war den Forschern durchaus bewußt, es ist aber nötig, hier besonders auf sie hinzuweisen.

Es greifen bei den Bahnhöfen, die zur Berechnung herangezogen werden, die verschiedenartigsten und unterschiedlichsten Umstände ein, z. B. wird auf einem Bahnhof die Umladehalle, der Ortsgüterbahnhof und eine Wagenwerkstatt mitbedient. Dort sind die Weichenhebel in großen Hand- oder elektrischen Stellwerken vereinigt; hier gibt man der zerstreuten Handbedienung den Vorzug. Hier waren in einer Richtung leere Durchgangsgüterzüge vorwiegend, dort liefen hauptsächlich Stückgutwagen ein, die alle geordnet werden mußten. Hier drängte sich der Verkehr auf die Nachtstunden zusammen, dort kam der Zufluß einem gleichmäßig fließenden Strome nahe. Hier lagen die Richtungsgleise vornehmlich im Bogen, widrigen Winden entgegen, dort waren die Gleise büschelförmig an den Ablaufberg herangezogen, — Umstände, die das Ergebnis beeinflussen müssen. Man schritt also zur akademischen Lösung der Betriebskosten und Leistungsziffern. Es wurden die Grundformen der Verschiebebahnhöfe ermittelt und nach verschiedenen Größen des Gesamtverkehrs ausgewertet. Für den Eckverkehr, das Stationsrangieren, die Zugfahrten, Löhne, Gehälter, Verschiebelokomotiven, Beleuchtung, Baukosten, Verzinsung, Abschreibung usw. wurden wiederum Annahmen gemacht, die keine absolute Bedeutung haben konnten. Nach Oder „Betriebskosten auf Verschiebebahnhöfen"*) stellten sich die Kosten für vier verschiedene Anordnungen der Verschiebebahnhöfe auf 43,7, 38,8, 37,7 und 49,0 Pfg. für den abfahrbereiten Wagen, wobei die

Anordnung I eine zweiseitige Anlage mit Eselsrücken, Stationsgleisen in Gitterform neben den Richtungsgleisen;
Anordnung II. Einseitige Anlage mit Eselsrücken, sonst wie vor;
Anordnung III. Anlage mit durchgehender Neigung ohne Schleppgleis;
Anordnung IV wie vor aber mit Schleppgleis

darstellen sollen. Die Leistung bei I und II wird für 50 Wagen mit 25 Minuten zum Ablaufen und Zusammendrücken, 60 Minuten für das Ausrangieren und Abfahrbereitstellen gerechnet, zusammen also 85 Minuten für 100 Achsen.

Bei III und IV ergeben sich die entsprechenden Zahlen zu 12 Minuten und 30 Minuten, zusammen 42 Minuten, übersichtlich in der Zusammenstellung V gebracht.

Hier fesseln hauptsächlich die Zahlen für den Schwerkraftbetrieb. Bezeichnenderweise werden die beiden Hauptformen — Flach- und Gefällbahnhof — sehr verschieden ein-

*) Archiv für das Eisenbahnwesen 1904, S. 1328 u. f.

Zusammenstellung V.

| 1 | 2 | 3 | | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| Anordnung | Kosten für einen behandelten Wagen | Angewandte Zeit a Ablauf (von 50 Wagen) | b Fertigstellung (von 50 Wagen) | Spalte 3a + 3b | Leistung auf einen Tag in Wagen |
| I | 43,7 | 25′ | 60′ | 85′ | 3000 |
| II | 38,8 | | | | |
| III | 37,7 | 12′ | 30′ | 42′ | 6000 |
| IV | 49,0 | | | | |

geschätzt. Dem ersten in der Zusammenstellung V ist der Bahnhof Osterfeld zugrunde gelegt, der angeblich 3000 Wagen, wogegen Dresden-Friedrichstadt 6000 Wagen leisten sollte. Da die einzelnen Forscher wiederum verschiedene Grundlagen haben, können die angegebenen, unter sich abweichenden Zahlen nicht weiter wundernehmen. So gibt A. Blum im Jahre 1896 für Dresden 2600 Wagen an, Oder 1907 als Höchstzahl 4300 Wagen; nach Oder sind es für 1900 in 16 Stunden 8600 Achsen bei Gruppen von zwei bis drei Wagen, nach A. Blum 6000 Achsen, ja sogar 12000 Achsen, wenn der zwölfstündige in den achtstündigen Dienst umgewandelt wird; nach Angaben der Generaldirektion Dresden für das Jahr 1900 4100 Wagen in 24 Stunden, nach Ammann für 1911 durchschnittlich 3050 Wagen oder 125 Wagen in der Stunde, nach A. Baumann für 1922 4100 Wagen durchschnittlich. Diesen dem Gefällbahnhof Dresden-Friedrichstadt gewidmeten Zahlen stehen ganz allgemeine, für den Gefällbahnhof schlechthin errechneten Leistungszahlen gegenüber. Auch hier weichen die Ansichten voneinander ab. Die Stundenleistung mit einer Zwischenzeit von zwei Minuten bei durchgehendem Gefälle und Ablauf einzelner Wagen wird mit 150 Wagen angegeben, beim Gruppenablauf mit 250 Wagen, bei geneigtem Gleis und Steilrampe ebenfalls mit 250 Wagen*). An anderer Stelle findet man Leistungen wie 5400 und 6000 Wagen auf den Tag. Diese Berechnungen und Erwägungen werden den Flachbahnhöfen gegenübergestellt. Im Grunde genommen handelt es sich darum, welchem der beiden Formen der Siegespreis zuzusprechen ist. Es werden auch die Zwischenzeiten, Ablaufzeiten und die Ablaufgeschwindigkeiten erörtert. Im Jahre 1909 werden für Dresden 6″ und Nürnberg 7,5″ Ablaufzeit für eine Achse einschließlich aller Zeitverluste angegeben. Eine Gefällanlage mit Hemmschuh soll in 12′, eine solche mit Gleisbremse in 9′ 60 Wagen am Ablaufberg bewältigen. Andere Gewährsmänner geben für 100 Achsen bei durchgehendem Gefälle und dem Ablauf einzelner Wagen 17′, beim Gruppenablauf 9½′ an. Die Zeit zwischen dem Ablauf zweier Züge in durchgehendem Gefälle wird mit 2′ angegeben, bei Eselsrücken mit 3′.

Vorstehende Angaben können nicht unter einen Hut gebracht werden. Ein Wandel in den Anschauungen trat mit dem Augenblick ein, als man in Einzeluntersuchungen des Gefällbahnhofes eintrat, und hierin liegt ein besonderes Verdienst von Dr. Ing. Frohne, der mit seinem Aufsatz „Über die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlagen von Flach- und Gefällbahnhöfen", Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1927, Heft 13 und 14, die Vorgänge auf dem Ablaufberg der Gefällbahnhöfe in besonderer Weise kritisch betrachtete.

Wenn man auch auf dem allgemeinen Wege der Rechnung und Erwägung die Leistungsfähigkeit eines Gefällbahnhofes in der Vorzeit nicht zu ergründen wußte, so war diese Zeit keineswegs ungenutzt geblieben. Sie brachte Klarheit in die Aufgaben

*) Ammann, Leistungsfähigkeit von Ablaufanlagen und Verschiebebahnhöfen, Verkehrstechnische Woche 1911, Nr. 41 u. f.

eines Gefällbahnhofes. A. Blum hatte im Jahre 1896 den Grundton hierzu angegeben. Die Flüssigkeit des Betriebes, das laufende Band, die Beschleunigung des Wagenumlaufes schien ihm im Gefällbahnhof ideal verkörpert, wenn er ihn aus praktischen Gründen auch ablehnte*). Leider hat man sich in Preußen in der Folge mit Gefällbahnhöfen überhaupt nicht beschäftigt, er galt von vornherein als gerichtet. Die Gesichtspunkte, die wir heute über die Vor- und Nachteile der Gefällbahnhöfe schöpfen, sind deshalb rein literarischer Art, wenn auch etwas beeinflußt durch sächsische und bayerische Beispiele.

Wie im Anfang des Aufsatzes bereits angegeben, wurde in Sachsen schon seit dem Jahre 1846 nach dem Gefällprinzip rangiert. 1871 war man zur Erkenntnis gekommen, daß das Rangieren auf wagrechtem Gleise viermal so teuer ist als auf fallendem. Im Jahre 1883 wurde für den besonders durchgebildeten Bahnhof Speldorf die Kosten der ersten Rangierart mit 0,035, der zweiten mit 0,025 ℳ für eine Achse angegeben. Gern verwendet wurde auch die Angabe, daß bei durchgehendem Gefälle des Ausziehgleises, auf eine rangierte Achse bezogen weniger Bahnhofsgleislänge beansprucht werde als bei horizontalem; 2,44 m gegen 1,32 m, Zahlen, die natürlich nicht verglichen werden können mit den Werten von Kümmell, Archiv des Eisenbahnwesens 1923, S. 434.

Als wichtigste Kampfmittel gegen die Gefällbahnhöfe werden der hohe Mannschaftsbedarf und die vielen Lokomotiven ins Feld geführt. In dem Gefällbahnhof Dresden-Friedrichstadt z. B. laufen alle Züge in die tiefliegenden Einfahrgleise ein. Von hier werden sie durch Schlepplokomotiven die Rampe 1:80 auf die hochliegenden Abrollgleise gezogen. A. Blum gibt im Jahre 1896 acht Lokomotiven an, die diesen Dienst verrichten. Im Sommer wären eine, im Winter zwei Lokomotiven zur Unterstützung in den Verteilungsgleisen nötig. Bei einer Tagesleistung von 2600 Wagen im Eingang kämen auf eine Lokomotive 260 bis 290 Wagen.

Dieser Aufrechnung stellt er die Bahnhöfe Osterfeld und Frintrop gegenüber. In Osterfeld wären bei 2670 Wagen täglich drei Lokomotiven, in Frintrop bei 4500 Wagen täglich fünf Lokomotiven tätig. Es kämen hiermit in Osterfeld 890, in Frintrop 900 Wagen auf eine Lokomotive, obgleich für einen gewissen Teil der Wagen Rückwärtsbewegungen notwendig seien. Das Verhältnis sei hier also: Gefällbahnhof rund 275 Wagen auf eine Lokomotive, Flachbahnhof rund 900 Wagen auf eine Lokomotive. Dies Mißverhältnis wird hauptsächlich darauf zurückgeführt, daß selbst ziemlich vollkommene Anlagen mit durchgehender Neigung aller Gruppen besondere Lokomotiven zur Nachhilfe bei ungünstiger Witterung nicht entbehren können. Es darf bei dieser Gelegenheit bemerkt werden, daß die Bahnhöfe Osterfeld und Frintrop im Jahre 1896 mit einer west-östlichen Richtung leerer Vollzüge zu rechnen hatten, d. h. daß diese Züge wenig oder gar nicht behandelt wurden, also in gewisser Beziehung bevorzugt sind, während in Dresden-Friedrichstadt jeder Wagen anzufassen war, daß also in diesem Umstand ein Mehrverbrauch von Lokomotiven begründet ist. Es fragt sich immerhin, ob der Gefällbahnhof mehr Lokomotiven beansprucht als der Flachbahnhof, womit die vergleichende Erörterung eingeleitet sein möge.

Seit 1896 haben sich die Verhältnisse auf dem Gefällbahnhof Dresden-Friedrichstadt wohl geändert, indem die Abrollgleise verlängert und am oberen Ende durch eine Segmentdrehscheibe eine verbesserte Verbindung erhalten haben, die Auffahrgleise zweckmäßig umgelegt, die Rampe eine Neigung 1:80 erhalten hat, und der ganze Bahnhof in durchgehendes, mit verbesserter Gleislage versehenes Gefälle gelegt wurde, so daß nach Angaben des Bahnhofsvorstandes Dresden-Friedrichstadt von den jetzt tätigen Lokomotiven zwei im Schleppdienst, die übrigen vier aber neben der Verschubarbeit die Wagenwerkstatt, den Ortsgüterbahnhof, den Schlachthof usw. bedienen und außerdem an der Umladehalle tätig sind, sowie ausfahrende Züge schieben. Die Verbesserungen im Bahnhof wirken sich nicht nur in der Verminderung der Lokomotiven, sondern auch in der Herabsetzung des Mannschaftsbestandes aus. Nach persönlicher Mitteilung des Dr. Ing. Frohne konnten Ende 1924, anfangs 1925 60 Köpfe herausgezogen werden und nach Angabe des Bahnhofs würden für Juli 1926 beispielsweise die Rangierkosten für eine Leistungseinheit ohne den Schleppdienst 40 Pfg. (mit 61 Pfg.) betragen, es würde also ein behandelter Wagen statt eine Mark nur 84 Pfg. gekostet haben und der Bahnhof in der Wirtschaftsstatistik als der 37. erscheinen. — Es dürfte hierbei die Frage aufzuwerfen sein, ob es in der Richtung einer vergleichenden Statistik liegt, bei Gefällbahnhöfen den Schleppdienst in die Rangierkosten einzubeziehen, bei Flachbahnhöfen hingegen die während der Zugfahrt erfolgte Hebung auf hochliegende Einfahrgleise auszuschließen. Wenn die beiderseitigen Kosten auch verschieden sind, so müßten die Flachbahnhöfe doch mit einem bestimmten Gewicht belastet werden, um zu verhindern, daß den Gefällbahnhöfen auch weiterhin der Makel teurer Arbeit anhängt.

Tatsächlich gehören besondere, zum Ingangsetzen der Züge auf dem Abrollgleis oder zwischen den Richtungs- und Stationsgleisen, ferner zur Überwindung der Laufwiderstände bei Frost, Schnee oder Wind, eingesetzte Lokomotiven nicht zum Bild eines Gefällbahnhofes. Je vollkommener ein solcher ist, um so weniger Nachhilfe bedarf er. In Dresden-Friedrichstadt z. B. kommen alle Züge und Gruppen von selbst in Gang, höchstens muß im Winter im Abrollgleis den Zügen ein Anfangsantrieb an Bewegung gegeben werden. Wiederum anders in den unvollkommenen und in dieser Art bedingten Anlagen des Gefällbahnhofs Nürnberg. Bekannt sind die Ausführungen von Wöhrl im Organ 1925, Seite 288 und 1926, Seite 254, die in der Aufforderung gipfeln, für jeden Gefällbahnhof auch Lokomotivbetrieb vorzusehen, eine Forderung, die angesichts der besonderen Schwierigkeiten in Nürnberg wohl verständlich sind, bei einem neuen vor allem in den Gefällen, nach neuzeitlichen Gesichtspunkten durchgebildeten Gefällbahnhof aber nicht erhoben zu werden braucht. Wöhrl sieht es als einen besonderen Mangel an, daß Wagen und Gruppen bei Frost und Schnee der Nachhilfe durch Lokomotiven bedürfen, die andererseits das Ablaufgeschäft stören, Wagenbeschädigungen herbeiführen und die Bedienungsleute gefährden*). — Besonders beachtenswert und vorteilhaft erscheinen nicht nur für Nürnberg, sondern für Gefällbahnhöfe schlechthin, die zungenlosen Auslaufweichen, die im allgemeinen nur in der Auslaufrichtung, im geraden wie im krummen Strang, ausnahmsweise durch Einlegen eines Keiles auch gegen die Spitze befahren werden können. Bei solchen Weichen fallen Stellwerke weg, die Weichen brauchen nicht bedient zu werden; es entfallen also kostspielige Bauten sowie besondere Bedienungsleute und Weichenersatzstücke. — Nachteilig unterliegt jeder Gefällbahnhof dem öfteren und wiederholten Zwang, einzelne

*) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1900, S. 148 u. f.

*) Reichsbahnoberrat Wöhrl sendet uns dazu folgende Stellungnahme:

Die Forderung, jeden Gefällbahnhof auch für Lokomotivbetrieb vorzusehen, muß unbedingt aufrecht erhalten werden.

Zu dieser Forderung geben nicht besondere Schwierigkeiten des Umstellbahnhofs Nürnberg Anlaß, sondern lediglich der allen Gefällbahnhöfen in gleicher Weise anhaftende Mangel des schlechten Ablaufs leerer — besonders leerer Fremdwagen — bei starkem Frost.

Dieser Mangel haftet selbst dem neuzeitlichsten Gefällbahnhof Hamm an. Trotz des Steilrückens erreichen dort die genannten Wagen nicht ihr Ziel und muß mit Verschiebelokomotiven gearbeitet werden.

Wagen und Gruppen in den geneigten Gleisen zu kuppeln und zu entkuppeln, damit sie als zusammengehörige Einheiten, die in sich gebremst sind, eine größere Gewähr gegen unbeabsichtigtes Ablaufen bieten. Diese Handarbeit erfordert einen nicht unbeträchtlichen Kopfbedarf, der allerdings noch zu anderen Arbeiten, so z. B. für das ständige Abbremsen der Wagen im Gefälle verwandt werden kann. Nach Angabe des Bahnhofs Dresden-Friedrichstadt ist hier jede Einheit oder jede Gruppe bis 10mal abzubremsen, eine Arbeit, die, ebenso wie das Entkuppeln auf dem Ablaufberg, nicht nur besondere Geschicklichkeit erfordert und Leute bindet, sondern auch großen Materialverschleiß verursacht, worin ein Nachteil der mit Schwerkraft arbeitenden Gefällbahnhöfe gesehen wird, — und wohl nicht zu Unrecht.

Es wird somit Sache der praktisch arbeitenden Verschiebeingenieure sein, Mittel und Wege zu finden, um das ständige Kuppeln und Entkuppeln der Fahrzeuge auf dem Weg der geneigten Gleise, sowie das öftere Abbremsen durch ein einmaliges vor den Richtungs- und ein einmaliges in den Stationsgleisen, die bei Anlage billiger zentraler Gleisbremsen möglich sein dürfte, sowie durch entsprechende Gefällprofile auszuschalten. Berechnungen allein werden hier aber nicht weiterführen, sie müßten durch Versuche auf den Verschiebebahnhöfen begleitet sein.

In der Annahme, daß der Betrieb auf Gefällbahnhöfen stark abhängig ist von der Witterung, gibt Dr. Ing. Frölich mannigfachen Vorschlägen zur Mechanisierung des Ablaufbetriebes Raum*), „mechanische Einrichtungen, um Wagen aus dem Zerlegegleis bis zum Anfang der Sammelgleise zu bringen, Schubeinrichtungen am Ablaufpunkt, mit deren Hilfe Schlechtläufern eine zusätzliche Energie erteilt werden soll, Zugseile innerhalb der Richtungsgleise, mit deren Hilfe vorzeitig stehengebliebene Wagen in Bewegung gebracht werden sollen". Ob diese oder jene bekannten, auch von Sammet 1912 bereits vorgeschlagenen Neuerungen für Gefällbahnhöfe durchführbar sind, soll nicht weiter erörtert werden, da das beste und letzte Urteil den Fachgenossen überlassen werden muß, die nach des Verfassers Kenntnis sich mit diesen Dingen bereits praktisch und theoretisch befassen.

In gewissen Punkten stehen Meinung gegen Meinung, so z. B. bei der Frage über den Vorteil oder Nachteil des durchgehenden Gefälles in den Abroll-, Richtungs- und Stationsgleisen. Von der einen Seite wird ins Feld geführt, daß die Bremser den Zug und die Wagengruppen nicht unter allen Umständen in der Gewalt hätten und die Ausrutschgefahr nicht nur aus der Bewegung, sondern auch aus dem Zustand der Ruhe sehr groß sei und besondere Sicherheitsmaßnahmen erfordern. Daß eine solche Gefahr besteht, ist in den Gleisplänen von Nürnberg und Dresden-Friedrichstadt anerkannt. In Nürnberg können durchgehende Fahrzeuge auf stumpf endende Sandgleise abgelenkt werden; diese befinden sich auf der nördlichen Seite der beiden Richtungsharfen, in der südlichen Stationsharfe, ausgangs der nördlichen Stationsharfe neben der Berichtigungsharfe und ausgangs der südlichen Berichtigungsharfe. In Dresden ist das Schleppgleis gegen Herabrollen durch ein Sandgleis geschützt, in das die Wagen einfahren müssen, da sich dort eine Weiche selbsttätig nach dem Sandgleise umstellt, sobald der Schleppzug diese Stelle durchfahren hat.

Von anderer Seite wird ein Vorteil hervorgehoben, der darin liege, daß ein Wagen — anders als im Flachbahnhof — an jedem Wegpunkte einen neuen Bewegungsantrieb erfahre, so daß er tatsächlich an den Punkt gelange, wohin er sonst nicht ohne Beidrückarbeit geschafft werden könne.

*) Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1922, S. 636.

Oder es weichen die Ansichten voneinander ab, ob die wechselnde Ablaufhöhe vorteilhaft oder nachteilig ist. Cauer meint*), daß die wechselnde Ablaufhöhe durch Lösen und Anziehen der Bremsen eine gute Regelung der Zuführungsgeschwindigkeit erlaube; man könne die Geschwindigkeit größeren Gruppen besser anpassen als auf Ablaufbergen. Ein anderer Beurteiler meint, daß der Gefällbahnhof in seiner Leistungsfähigkeit gerade dadurch begrenzt sei, daß man den Ablaufpunkt nicht wesentlich verschieben könne.

Allgemeine Einigkeit verbindet die Gutachter bei der Frage nach den Baukosten der Gefällbahnhöfe. Sie ist naturgemäß außerordentlich hoch, wenn man bedenkt, daß die Ablaufgleise 22 bis 25 m höher liegen als die Ausfahrgleise und eine bedeutende Erdbewegung erforderlich wird, sofern nicht das Gelände, wie in Edgehill, bereits in der Lastrichtung natürlich geneigt ist, oder große Erdmassen, wie in Dresden-Friedrichstadt untergebracht werden müssen. Trotz solchen abschwächenden Umständen wird es nicht immer leicht sein, die nötigen Höhen zu erklimmen. Mancher theoretisch wohl erwünschte Gefällbahnhof wird m. E. an den hohen Baukosten scheitern müssen. Andererseits kann auch ein Flachbahnhof zu teuer kommen, wenn besondere Bodenverhältnisse vorliegen, worauf zum Schluß zurückzukommen sein wird.

Sehr deutlich wird im Wandel der Zeit die Frage herausgearbeitet, für welche Zwecke die verschiedenen Grundformen der Verschiebebahnhöfe am besten brauchbar sind. Dr. Ing. Oder**) findet schon 1904, daß ein Gefällbahnhof mit Schleppgleisen bei ausgedehntem Stationsrangieren mit einem ein- oder zweiseitigen Flachbahnhof in Wettbewerb treten kann. Dr. Ing. Sammet***) spricht sich dahin aus: „Die Nebenablaufanlagen für Schwerkraftbetrieb werden durch die Nebenablaufanlagen für Lokomotivbetrieb weder in der Leistungsfähigkeit noch in der Wirtschaftlichkeit des Betriebes erreicht. Dieses Ergebnis stimmt völlig überein mit den Untersuchungen von Oder, nach denen die Rangierbahnhöfe für Schwerkraftbetrieb bei ausgedehntem Stationsrangieren allen anderen Anordnungen vorzuziehen und am Platze sind, wenn zahlreiche Züge eingehend geordnet werden müssen." An dieser Ansicht haben spätere Untersuchungen nichts geändert, im Gegenteil noch eindringlicher festgehalten.

Wenzel†) geht in Anlehnung an Dr. Ing. Frölich auf die Eigenart der Sammelgleise ein und gibt ihnen ein Gefälle, wenn sie „weiter zu teilende Züge sammeln und für diese Unterteilung zugleich als Zerlegungsgleise dienen, wenn ferner in ihnen nur kurze Zuggruppen aufgestellt sind, die in bestimmter Ordnung zu einem ganzen Zug zusammengestellt werden sollen (Nebenablaufanlagen); ebenso kurzen Sammelgleisen, die zur Zusammenstellung eines Zuges für eine Lokomotive häufige Sägefahrten bedingen würden. Sie sind als fallende Sammelgleise um so leistungsfähiger, je größer die Zahl der Rangiergruppen ist."

Dr. Ing. Frölich††) stellt folgende Leitsätze auf: „Fallende Sammelgleise sind für stations- und vielleicht auch gruppenweises Ordnen vorzuziehen. Fassen indessen die Sammelgleise ganze Züge, so dürfte deren Überführung mittels Schwerkraft dem Lokomotivbetrieb gegenüber nicht sonderlich zu veranschlagen sein." Wollte man diese Gleise trotzdem ins Gefälle legen, so müßten alle diese Wagen unnötigerweise gehoben

*) Cauer, Ablaufneigungen der Verschiebebahnhöfe, Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1912.

**) Dr. Ing. Oder, Betriebskosten auf Verschiebebahnhöfen, Archiv für das Eisenbahnwesen 1905, S. 162.

***) Dr. Ing. Sammet, Betriebskosten auf einseitig entwickelten Rangierbahnhöfen, Archiv für das Eisenbahnwesen 1913, S. 378.

†) Wenzel, Schwerkraft-Rangieranlagen, Sonderausgabe der Verkehrstechnischen Woche, 1. Bd., Dezember 1922, S. 60.

††) Dr. Ing. Frölich, Rangieren mit Schwerkraft, Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1922, S. 643.

werden (Dr. Ing. Kümmell, Archiv 1923). Alle Untersuchungen gipfeln in der unbestrittenen These: Die Gefällbahnhöfe eignen sich für die Bildung der Züge besser als die Flachbahnhöfe, diese aber mehr für die Zugtrennung. Nach Dr. Ing. Müller (Der Bauingenieur 1925) werden Gefällbahnhöfe dort am Platze sein, wo eine stark betriebene Feinindustrie wie in Sachsen, eine ausgiebige Ordnung der Wagen verlangt.

Nachdem so die Aufgaben der Gefäll- und Flachbahnhöfe erfreulich deutlich umrissen sind, wird die Fragestellung: „Gefäll- oder Flachbahnhof" gern zu der Frage umgebogen: Sammelgleise in der Horizontalen oder im Gefälle? (Verkehrstechnische Woche 1922, S. 643), oder es wird diese Unterscheidung als literarische Täuschung abgelehnt. Bäseler schreibt im Organ 1926, S. 217: „Mir ist es zweifelhaft, ob man diese Unterscheidung überhaupt machen soll. Man kann nicht nur im Bahnhof, sondern sogar am einzelnen Ablaufberg die beiden Systeme fast beliebig mischen, je nachdem, wo man gerade das Gefälle zur Verfügung hat; man kann die Abdrückgleise ins Gefälle legen und die Richtungsgleise flach, oder die Abdrückgleise flach oder gar steigend und die Richtungsgleise ins Gefälle. Zudem setzen bestimmte und vollkommene Lösungen des Ablaufvorganges ganz bestimmte Gefällverhältnisse voraus, die man weder unter den einen, noch den anderen Begriff einreihen kann. Es erscheint also zweckmäßig, den Unterschied ganz fallen zu lassen."

Ich weiß nicht, ob dies tatsächlich zweckmäßig ist. Liegt doch das Hauptgepräge eines Gefäll- und Flachbahnhofes nicht allein im Gefälle, sondern auch in der Betriebsweise! Welche hervorstechenden Merkmale besitzen beide Systeme?

1. Der Gefällbahnhof arbeitet mit aufgespeicherter Kraft. Nachdem die Wagen auf eine gewisse Höhe gebracht sind, laufen sie ohne Einwirkung einer weiteren Druck- oder Antriebskraft von selbst ab. — Im Flachbahnhof sitzt stets eine Lokomotive hinter dem Zug, der getrennt werden soll.
2. Der Ablauf wird im Gefällbahnhof hauptsächlich durch mitfahrende Bremser geregelt.
3. Das vorbereitende Entkuppeln eines Zuges ist auf der Ablaufanlage eines Gefällbahnhofs nicht möglich, bei einem Flachbahnhof wohl.
4. In einem Gefällbahnhof mit ausreichender Neigung fällt das Beidrücken weg.

Es ist möglich, daß diese kurz umschriebenen Kennzeichen des Gefällbahnhofs durch Anwendung neuzeitiger mechanischer Anlagen ein anderes Gesicht erhalten werden; vor der Hand bestehen sie aber und die aufgespeicherte Kraft wird einem solchen System wohl auch für die Zukunft eigen sein. Diese Ansicht scheint durch die Untersuchungen von Dr. Ing. Frohne, die den bereits totgesagten Gefällbahnhof zu neuem hoffnungsreichen Leben erwecken und sogar über den Flachbahnhof zu stellen geeignet sind, voll bestätigt zu sein, wenn bis jetzt auch nur der Ablaufberg untersucht ist und der weitere Ablauf, die Zugbildung sowie die Schleppfahrten, weiterer Untersuchung harren.

Vorstehende Zeilen und die fachlichen praktischen, sowie theoretischen Untersuchungen bringen den Nachweis, daß gerade die bis jetzt stiefmütterlich behandelten Gefällbahnhöfe einer liebevollen Bearbeitung bedürfen. Sie werden sich die neuzeitlichen Bemühungen, wie eingangs gesagt, gern gefallen lassen. Die Ansichten über den Wert und die Aufgaben der Gefällbahnhöfe weichen stark voneinander ab; sie werden aber einer Läuterung entgegengehen, wenn die Einzeluntersuchungen auch auf sie ausgedehnt werden. Erst durch sie gewinnt man ein klares Bild über die feine, selbsttätige Arbeit, die hier geleistet werden kann.

Zum Schluß soll nicht vergessen werden, wie schmiegsam sich ein Gefällbahnhof dem Gelände anpassen kann. Nicht immer ersteht ein Verschiebebahnhof auf ebenem Gelände; des öfteren findet der Bearbeiter geneigtes Gelände vor, oder er hat solches vielleicht zur Auswahl. In diesem Falle wird er im Hinblick auf die Millionenausgabe an Erdförderung die Frage, ob Gefäll- oder Flachbahnhof auch nach der wirtschaftlichen und erdbautechnischen Seite ernstlich prüfen müssen. Baukosten und Betriebskosten müssen ein Minimum sein, dann wird der Bahnhof auch wirtschaftlich arbeiten. Die Wirtschaftlichkeit ist nicht so zu verstehen, daß die Einnahmen größer sind als die Ausgaben, da man die Einnahmen nicht kennt, die auf einen Verschiebebahnhof fallen, — sondern „wirtschaftlich" schlechthin, d. h. die Baukosten sind in ein erträgliches, Zinsendienst, Abschreibung, Tilgung und Erneuerungsrücklagen auch berücksichtigendes Verhältnis zu bringen. Dieser Gedanke führt ohne weiteres auf die bis jetzt leider sehr oft vernachlässigte erdbautechnische Lösung der scheinbar rein betrieblichen Aufgabe. Der Gefällbahnhof Edgehill in Liverpool entstand aus einer solchen Überlegung. Die Einebnung eines an der Linie Bootle liegenden Einschnittes hätte 1,72 Millionen Kubikmeter Erdarbeiten gekostet. Man entging dieser Ausgabe, indem man den ganzen Bahnhof in die von Westen nach Osten ansteigende Neigung legte.

Ganz besonders angebracht ist die Prüfung der Frage, ob der Verschiebebahnhof nach dem Schwerkraft- oder Lokomotivbetrieb angelegt werden soll, wenn er in unzuverlässigen Boden eingeschnitten werden müßte. Kommen tiefe Einschnitte vor, so ist der Boden vor der Festlegung des Bauplanes genau zu untersuchen, geologisch und vor allem physikalisch. Es gibt wichtige Beispiele aus der Neuzeit genug, die zeigen, daß man bei Erdbauten hierauf keine Rücksicht nahm und hinterher durch manche tückischen Eigenschaften der Bodenarten in Erstaunen und in sehr große Unkosten gesetzt wurde. Die Ansicht, daß der Erdboden ein toter, lebloser Baustoff sei, mit dem man alles mögliche anstellen könne, beginnt zu veralten, nachdem ein halbes Jahrhundert lang die besten Köpfe mit guten Begründungen für die erdbaumechanischen Gesichtspunkte bei Ingenieurbauten eingetreten sind. Ich beabsichtige nicht, auf diese Gesichtspunkte hier näher einzugehen. Es ist ein großes und dringendes Kapitel für sich. Gesagt soll nur werden, daß wir bei der Reichsbahn, die sozusagen jede Radumdrehung durch Zeitstudien festlegt und damit viel Geld spart, eine Forschungsstelle für Bodenuntersuchungen unbedingt brauchen. Es ist heute schon möglich, die Bodenverhältnisse so zu ergründen, daß man vor Rutschungen und ähnlichen Überraschungen gesichert ist. Es ist möglich, daß mancher Verschiebebahnhof, der als tief eingeschnittener Flachbahnhof geplant ist, nach näherer Untersuchung des Bodens einem Gefällbahnhof weichen muß, der sich auf das Gelände legt.

## Über das Rollen oder Nichtrollen einer hemmschuhgebremsten Achse.

Von Reichsbahnrat Dr. **Bäseler.**

In früheren Darstellungen*) wurde ausgeführt, daß bei genau gleichen Reibungsziffern der Bewegungszustand einer auf einer Seite von einem Hemmschuh gebremsten Achse labil sei. Das Gleichgewicht sei durch Abb. 1 gegeben. Am hemmschuhfreien Rade greife die Resultierende aus Raddruck und Reibung im Unterstützungspunkte A an und gehe unter dem Reibungswinkel nach hinten; um Gleichgewicht herzu-

*) Ziele und Wege der Verschiebetechnik, „Organ" 1926, Heft 12. Zur Mechanik des Hemmschuhes, Verkehrstechn. Woche 1927, Heft 22.



stellen, müsse sie am hemmschuhgebremsten Rade um ebensoviel **vor** dem Radmittelpunkt vorbeigehen, als am anderen Rade **dahinter**. Der Punkt B findet sich alsdann, indem man im Radmittelpunkt M zweimal den Reibungswinkel an die Vertikale anträgt. Ob der Radsatz rolle oder nicht, hänge von Größen zweiter Ordnung ab, insbesondere von kleinen, mehr

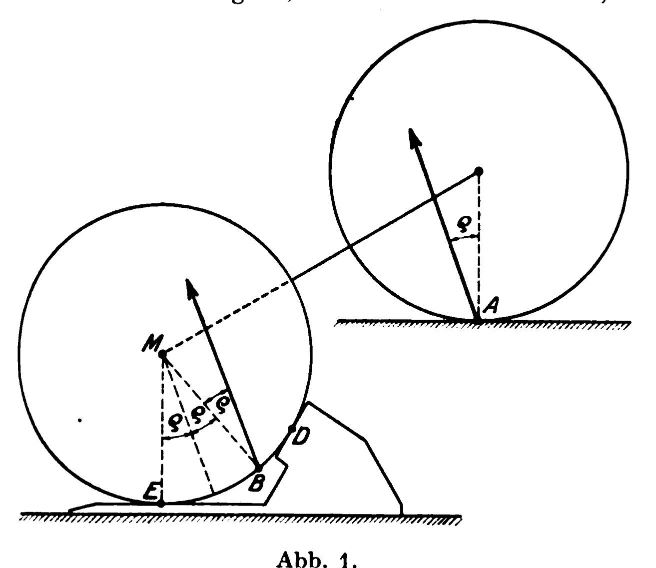



Abb. 1.

oder weniger zufälligen Unterschieden in der Reibungsziffer; im allgemeinen halte ihn die Drehungsenergie unmittelbar nach dem Aufstoßen auf den Hemmschuh noch eine Zeitlang im Rollen, während ihn späterhin die Lagerreibung zum Stehen bringe.

Diese Darstellung enthielt eine bewußte Annäherung, die gleich zu besprechen sein wird. Wenn man die durch sie vernachlässigten Kräfte in die Rechnung einführt, ergibt sich, daß das Gleichgewicht des Radsatzes doch ziemlich genau bestimmt ist, und daß seine Bewegung recht zuverlässig vorausgesagt werden kann.

Die Annäherung besteht darin, daß der Druck des Hemmschuhes gegen das Rad im Punkte B zusammengefaßt angenommen ist. In Wirklichkeit berühren sich Hemmschuh und Rad in den zwei Punkten E und D. Man betrachte irgend ein auf einer im Raume festen Welle laufendes Rad, das durch einen Bremsklotz gebremst wird, einmal durch einen einfachen und einmal durch einen geteilten nach Abb. 2. Es liegt auf der Hand, daß der geteilte Bremsklotz, indem er das Rad **umfaßt**, eine Keilwirkung ausübt, die bei gleicher Andrückkraft ein größeres bremsendes Moment ergibt, als bei dem einfachen Bremsklotz. Bei Symmetrie — Kraftangriff in der Mitte von D und E — verstärkt sich der Druck bekanntlich im Verhältnis $\frac{1}{\cos\gamma}$, wenn $\gamma$ der halbe, zugehörige Zentriwinkel ist. Bei großem $\gamma$ — starker Umfassung — steigert sich die Druckerhöhung bis zum Klemmen; bei den üblichen Maßen des Hemmschuhes ist $\gamma$ etwa $20^0$, $\cos\gamma = \sim 0{,}94$; die Druckerhöhung ist also nur 6%. Immerhin genügen diese 6% zusammen mit anderen Einflüssen, um die Bewegung des Radsatzes maßgebend zu beeinflussen.

Wir wollen jetzt das Gleichgewicht eines hemmschuhgebremsten Radsatzes **genau** bestimmen. In Abb. 3 geht, wie sonst auch, am linken Rade die Resultierende im Abstand $P_l = M'G'$ am Mittelpunkt vorbei, wobei $P_l = r \sin\varrho$ ist. Der Radsatz sei soeben auf den Hemmschuh gelaufen und also noch im Rollen, wenngleich schon etwas verlangsamt, so daß er bei A etwas gleitet. Wenn am rechten Rad, wie oben auseinandergesetzt, die Reibung des Hemmschuhes größer ist, so läßt sich Gleichgewicht überhaupt nicht herstellen, der Radsatz wird seine Drehung ständig weiter verlangsamen, wie es ja auch in Wirklichkeit geschieht. Für die Rechnung denken wir uns ein zusätzliches, äußeres Moment — es ist, nach dem d'**Alembert**schen Prinzip, das aus der Rotationsenergie herrührende Schwungmoment — und machen es gerade so groß, daß Gleichgewicht eintritt, d. h., daß die Bewegung stationär wird. Wenn wir dieses noch unbekannte Moment mit den sonstigen Kräften am rechten Rade zusammensetzen, so muß eine Resultierende $R_r$ herauskommen, die gleich groß und gleich gerichtet ist mit $R_l$, die aber etwas weiter **vor** dem Mittelpunkt liegt, als $R_l$ **hinter** ihm. Die Kraft $R_l$ läßt sich

Abb. 2.

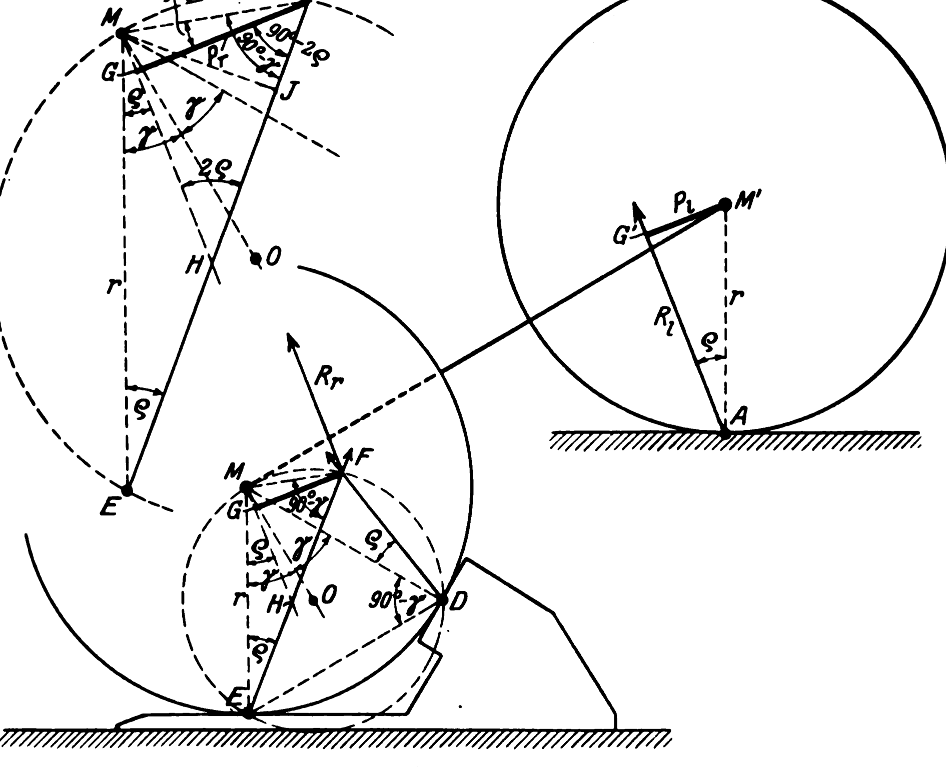



Abb. 3.

in zwei Komponenten zerlegen, die durch die Punkte D und E gehen. Die Richtungen dieser Komponenten sind bekannt, da sie beide unter dem Reibungswinkel $\varrho$ gegen den Radius gehen. Sie treffen sich im Punkte F. Ziehen wir $MH \parallel R_l \parallel R_r$, so ist das von F gefällte Lot $FG = P_r$ der Hebelarm der Kraft $R_r$. Die Aufgabe läuft jetzt darauf hinaus, zu bestimmen, um wieviel $P_r$ größer ist als $P_l$.

Über das gleichschenklige Dreieck EMD mit dem Winkel an der Spitze $2\gamma$ und den Basiswinkeln $90-\gamma$ sei der umbeschriebene Kreis gezeichnet (in der Abbildung gestrichelt) mit dem Mittelpunkt O. Da die Strahlen EF und DF je mit EM und DM den gleichen Winkel $\varrho$ bilden, bilden sie unter sich den gleichen Winkel wie diese, d. h. den Winkel EMD. Es ist also $\sphericalangle EMD = \sphericalangle EFD = 2\gamma$. Daraus folgt nach dem Satz vom Peripheriewinkel, daß der umbeschriebene Kreis auch durch F geht. Nun ist $\sphericalangle MFE$, wiederum nach dem soeben genannten Satze, $= \sphericalangle MDE = 90-\gamma$. Ferner ist $\sphericalangle MHF = 2\varrho$, also $\sphericalangle HFG = 90 - 2\varrho$, und $\sphericalangle MFG = 90 - \gamma - (90 - 2\varrho) = 2\varrho - \gamma$. Es ist jetzt $MJ = ME \sin\varrho = r \sin\varrho$, $MF = \frac{MJ}{\sin(90-\gamma)} = \frac{MJ}{\cos\gamma}$, und $FG = MF \cos(2\varrho - \gamma)$.
Durch Einsetzen ergibt sich:

$$P_r = FG = r\,\frac{\sin\varrho}{\cos\gamma}\cos(2\varrho-\gamma) = P_l\,\frac{\cos(2\varrho-\gamma)}{\cos\gamma}.$$

$$P_r - P_l = P_l\left(\frac{\cos(2\varrho-\gamma)}{\cos\gamma} - 1\right)$$ oder, wenn $\cos(2\varrho-\gamma)$ vernachlässigt werden kann: $P_r - P_l = P_l\left(\frac{1}{\cos\gamma} - 1\right)$.

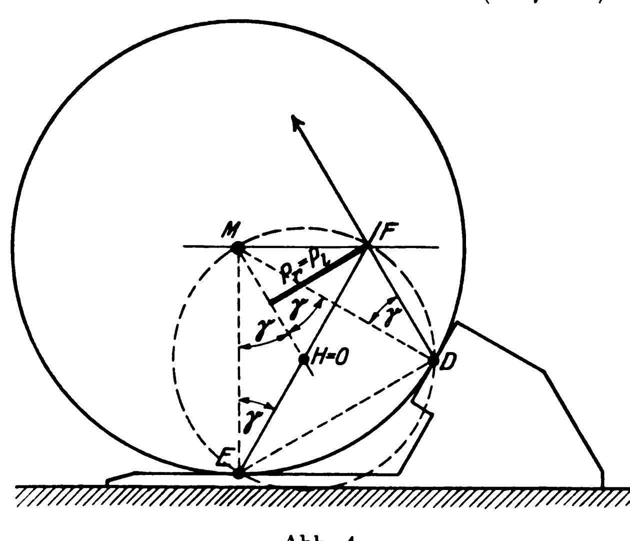



Abb. 4.

In praktischen Fällen ist $2\varrho - \gamma$ ein kleiner Winkel, also $\cos(2\varrho-\gamma)$ nahezu $= 1$. Der Winkel $\gamma$ liegt etwa bei $20^0$. Es steht also $P_l$ zu $P_r$ im Verhältnis $\cos 20^0 = 0{,}936$; d. h. das „Reibungsmoment" des Hemmschuhes ist etwa 6,4 % größer als das der Schiene auf der anderen Seite.

Wird $\varrho$ ausnahmsweise sehr groß und zwar gleich $\gamma$, so ergibt sich $P_l = P_r$. In diesem Zustande übernimmt Punkt D den ganzen Druck, Punkt E ist drucklos. Das ist der Fall, der der Annäherungsrechnung zugrunde lag. Abb. 4 zeigt diesen Zustand am rechten Rad. Es fällt H mit O zusammen, und F liegt aus unschwer aufzufindenden Gründen auf der durch M gehenden Wagerechten.

Man ist geneigt, gegen solche eingehenden Rechnungen einzuwenden, daß der Reibungswert stets sehr unsicher und Beträge von einigen Prozent daher zu vernachlässigen seien. So sehr dies im einzelnen Fall richtig ist, so muß doch andererseits beachtet werden, daß diese Rechnungen wenigstens so weit stimmen müssen, daß die Größenordnung der Ergebnisse richtig herauskommt. Wenn das der Fall ist und durch die Beobachtung erhärtet wird, so liegt darin der Beweis, daß die Größen erster Ordnung, d. h. hier das Gleichgewicht der Achse als Ganzes, richtig erfaßt sind.

Bekannt ist, daß die Achse im allgemeinen nach Auftreffen auf den Hemmschuh kürzere oder längere Zeit rollt und dann zum Stehen kommt. Wir wollen diese Zeit ermitteln.

Der Wagen treffe mit einer Geschwindigkeit $v = 5$ m/sec auf. Ist $f = \frac{1}{5}$ die Reibungsziffer, Q der Raddruck, so ist, da beide Räder der Vorderachse bremsen, $2\,Q\,f = \frac{2\,Q}{5}$ die Bremskraft, die Bremsverzögerung b für das Wagengewicht 4 Q also $= \frac{2\,Q}{5 \cdot 4\,Q}\,g = \frac{g}{10} = 1$ m/sec². Die Bremszeit t ist $\frac{v}{b} = \frac{5}{1} = 5$ sec, der Bremsweg $s = \frac{b\,t^2}{2} = \frac{25}{2} = 12{,}5$ m. Der kleine Zuwachs, den die lebendige Kraft der drehenden Räder hinzubringt, wird in diesem Zusammenhange vernachlässigt.

Der Radsatz beginnt mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 5 m/sec am Halbmesser $r = 0{,}5$ m; am Halbmesser 1 m würde sie 10 m/sec betragen, d. h. seine Winkelgeschwindigkeit u ist gleich 10 sec$^{-1}$. Das Trägheitsmoment J eines neuen Radsatzes ist etwa 14 mkg/sec², das eines ausgelaufenen 8 mkg/sec². Die lebendige Kraft der Drehung ist zu Anfang $J \cdot \frac{u^2}{2} = 14 \cdot \frac{10^2}{2} = 700$ mkg bzw. $8 \cdot \frac{10^2}{2} = 400$ mkg.

Der Angriffspunkt des Hemmschuhbockes am Rad schwankt etwas, er wird im folgenden zu 127 mm über S.O. oder 117 mm über der Oberkante der Hemmschuhsohle angenommen. Bei dieser Höhe ergibt sich $\gamma$ gerade zu $20^0$ (Abb. 5).

Es ist ferner $\operatorname{tg}\varrho = \frac{1}{5}$

$$\begin{aligned} \varrho &= 11^0\ 19' \\ 2\varrho &= 22^0\ 38' \\ \gamma &= 20^0\ 00' \\ \hline 2\varrho - \gamma &= 2^0\ 38' \end{aligned}$$

$\cos(2\varrho-\gamma)$ kann vernachlässigt werden. Das Moment der Schienenreibung am linken Rad ist $Q \cdot f \cdot r = Q \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{2} = \frac{Q}{10}$. Am rechten Rad ist es infolge der Keilwirkung des Hemmschuhes, wie oben gezeigt, um $\frac{1}{\cos\gamma} - 1$ größer. Es ist $\frac{1}{\cos\gamma} = 1{,}064$, also ist das den Radsatz bremsende Moment $M_k = \frac{Q}{10} \cdot 0{,}064 = 0{,}0064$ Q.

Hierzu kommen noch andere an sich kleine Einflüsse, die in diesem Zusammenhange nicht vernachlässigt werden können. Das ist vor allem die Lagerreibung, die den Radsatz ebenfalls hemmt, sowie die Erhöhung des Raddruckes am Hemmschuhrad durch Anspannen der Feder infolge der Dicke der Hemmschuhzunge.

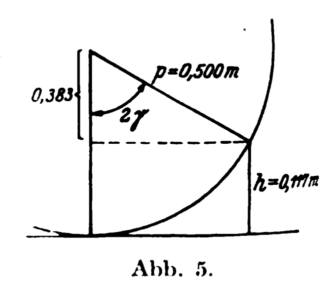



Abb. 5.

1. Lagerreibung. Der Laufwiderstand des Wagens, der nahezu ausschließlich auf der Lagerreibung beruht, sei — ohne Wind — zu 3 ‰ angenommen. Dann ist das Moment der Lagerreibung für zwei Räder $M_e = 2\,Q \cdot 0{,}003 \cdot r = 2\,Q \cdot 0{,}003 \cdot 0{,}5 = 0{,}003$ Q.

2. Anspannen der Tragfeder. Die Dicke der Hemmschuhzunge sei 10 mm. Dann muß sich aus Gleichgewichtsgründen bei vier Rädern der Wagenschwerpunkt um $\frac{10}{4} = 2{,}5$ mm heben. Dabei wird der Wagenrahmen verdreht und die Tragfeder am Hemmschuhrad und die diametral gegenüberliegende spannt sich an, die beiden anderen entlasten sich um das gleiche Maß. Dieser Federweg, bezogen auf jedes einzelne Rad, wird insgesamt 2,5 mm, die Federkonstante der Tragfeder sei 100 kg/mm

die des Wagenrahmens ebenfalls. Dann ist der Druck am Hemmschuhrad um $2 \cdot 2{,}5 \cdot \frac{100}{2} = 250$ kg höher als auf der linken Seite.

Berücksichtigt man die Nachgiebigkeit des Oberbaues durch einen Abzug von 20%, so ist das Zusatzmoment $M_k = 200 \cdot f \cdot r = 200 \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{2} = 20$ mkg.

Die Summe der den Radsatz bremsenden Momente ist $M_k + M_e + M_h$. Seine lebendige Kraft ist $J \frac{u^2}{2}$, der Winkelweg bis zum Stillstand ist $\frac{\text{leb. Kraft}}{\text{Bremsmoment}} = \frac{J \frac{u^2}{2}}{M_k + M_e + M_h}$; der zurückgelegte Weg ergibt sich durch Multiplikation dieses Wertes mit r.

Nachstehend sind die Bremswege für eine neue und eine stark abgelaufene und abgedrehte Achse berechnet, und zwar für einen Achsdruck von 15 t, 10 t und 3 t (Q=7,5 bzw. 5 bzw. 1,5 t).

Rollwege einer Achse in m und in Prozenten des gesamten Wagenbremsweges (=12,5 m).

| Achsdruck | 15 t | 10 t | 3 t |
|---|---|---|---|
| neue Achse. . | 3,87 m=31% | 5,22 m=42% | 9,75 m=78% |
| alte Achse . . | 2,21 m=18% | 2,98 m=24% | 5,86 m=47% |

Man wird bemerken, daß die Werte in der Größenordnung recht gut mit den praktisch zu beobachtenden übereinstimmen.

In Frankreich sind auch zweiseitige Hemmschuhbremsen in Gebrauch. Bei diesen ist beobachtet worden, daß der Radsatz schon nach einem sehr kurzen Weg — einem oder einigen Dezimetern — zum Stehen kommt. Das ist ohne weiteres klar, da auf einen zweiseitig gebremsten Hemmschuh zweimal das volle „Reibungsmoment" verzögernd wirkt. Es ist $M = 2\,Qfr$, und der Rollweg $\frac{J \frac{u^2}{2}}{M} r$.

Es ergibt sich:

| Achsdruck | 15 t | 10 t | 3 t |
|---|---|---|---|
| neue Achse. . | 0,23 m | 0,35 m | 0,58 m |
| alte Achse . . | 0,13 m | 0,20 m | 0,33 m |

Bei den obigen Rechnungen ist noch ein schwer zu schätzender Umstand vernachlässigt, der möglicherweise erheblichen Einfluß hat. Der Radsatz hat auf der linken Schiene Punktreibung, auf dem Hemmschuh z. T. Flächenreibung. Wahrscheinlich ist letztere größer, so daß das Rollen noch schneller zum Stillstand kommt, als oben berechnet, was wohl mit der Erfahrung übereinstimmen könnte.

Die obigen Rechnungen können nur das Mittel aus vielen Bremsungen geben. Im einzelnen Fall kann die Reibungszfffer auf einer Seite so sehr überwiegen, daß der Radsatz sehr schnell zum Stehen kommt, oder auch dauernd im Rollen bleibt.

## Über die mittlere Gebrauchsdauer kieferner Schwellen mit Spartränkung.

Von Ing. **Robert Nowotny**, Wien.

Eines der wirksamsten Schutztränkungsmittel für hölzerne Schwellen ist bekanntlich das Steinkohlenteeröl. Vor Jahrzehnten wurde es zur Volltränkung von Hölzern verwendet, die sich dann durch hohe Lebensdauer auszeichneten. Doch war der Aufwand an Teeröl hierbei recht erheblich, das Verfahren kostspielig. Überdies zeigte es sich, daß das Streben nach einer sehr langen Lebensdauer von hölzernen Bahnschwellen nicht empfehlenswert war, da deren mechanische Beanspruchung und Abnutzung mit der neuzeitlichen Ausgestaltung des Bahnbetriebes sehr stark zunahm. Das zu Anfang dieses Jahrhunderts eingeführte Rüpingsche Sparverfahren hat es ermöglicht, die Ölaufnahmen wesentlich herabzusetzen und trotzdem bei der oft verwendeten Kiefer und Buche eine gute Durchtränkung zu erzielen.

Für die Verbraucher von Schwellen mit Rüping-Spartränkung ist die Kenntnis ihrer mittleren Liegedauer, die naturgemäß geringer sein wird als bei vollgetränkten Schwellen, von besonderem Wert, da ja ihre Wirtschaftlichkeit hiervon abhängt. Die Bestimmung der mittleren Lebensdauer bietet nun bei einem Verfahren, dessen Verwendung noch nicht weit zurückreicht, Schwierigkeiten. Will man sie verläßlich berechnen, so kann dies nur an der Hand ausführlicher und zuverlässig geführter Schwellenstatistiken geschehen. Solche werden ja auch im Bereiche verschiedener Bahnverwaltungen geführt. Aber man muß mehrere Jahrzehnte verstreichen lassen, um ausreichende Daten zu erlangen; man muß abwarten, bis die vollständigen Abfallreihen von eingebauten Schwellengruppen vorliegen. Erfahrungsgemäß weiß man nun, daß die letzten Stücke einer solchen Gruppe erst nach einer Zeit abfallen, die ungefähr doppelt so lang ist als die mittlere Lebensdauer. Läge diese beispielsweise zwischen 15 und 20 Jahren, so könnten dem Beobachter die Angaben über die letzten Schwellenabfälle erst nach etwa 35 Jahren bekannt werden. Das Rüpingsche Sparverfahren steht erst seit etwas mehr als 20 Jahren in Verwendung, vollständige Abfallreihen von Rüpingschwellen in größeren Gebieten liegen noch nicht vor. Das ist der Grund, weshalb derzeit eine Berechnung ihrer mittleren Gebrauchsdauer nicht möglich ist, man muß sich daher mit Schätzungen begnügen.

Eine Schätzung der mittleren Dauer von Schwellen kann noch vor Ablauf der vollständigen Beobachtungsdauer vorgenommen werden. Man weiß aus Untersuchungen [namentlich von Dr. Moll*)] über die Abfallinien von Schwellen und Masten, daß etwa die Hälfte der Stückzahl abgefallen ist, wenn die mittlere Lebensdauer verflossen ist. Allenfalls kann man eine Schätzung auch schon in noch früherer Zeit vornehmen**). Für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit von Tränkungsverfahren genügen solche Näherungszahlen vollkommen.

Die Bedeutung des Abfallverlaufes getränkter Schwellen für den Bahndienst ist auch in Nordamerika schon vor einigen Jahren erkannt worden und das staatliche Forest Products Laboratory in Madison hat im Vereine mit einer großen Zahl von Bahnverwaltungen Angaben gesammelt, aus denen man die Linie des Gesamtabfalles hölzerner Schwellen ermitteln konnte. Eine solche Linie ist von dem genannten Institut im Jahre 1918 aufgestellt und veröffentlicht worden. Die verarbeiteten Angaben bezogen sich auf rund 43000 rohe und getränkte Schwellen. Da sich hierbei ergeben hatte, daß die Linien für beide Schwellenarten dem Wesen nach nur sehr wenig voneinander abwichen, wurde eine mittlere Linie für das gesamte gemischte Material aufgestellt. Diese Linie beruht daher auf Werten, die sich aus der wirklichen Liegedauer von Schwellen ergab, dabei sind nicht nur solche berücksichtigt worden, die bloß durch Fäulnis unbrauchbar geworden waren, sondern auch solche, die aus anderen Ursachen z. B. starker mechanischer Abnutzung in Abfall kamen.

Im Jahre 1926 wurden die Abfallangaben vom Forst-

*) Dr. Fr. Moll: „Gesetzmäßigkeiten im Abfalle impr. Masten und Schwellen. Helios. 1914. S. 322.

**) B. Malenkovic. Abfallverlauf und mittlere Lebensdauer bei hölzernen Leitungsmasten. E. T. Z. 1922. S. 501.

dienstlaboratorium neu bearbeitet. Man hatte mittlerweile die Liegedauer von rund 127 000 Schwellen aus den verschiedensten Teilen der Vereinigten Staaten gesammelt und benutzte sie zur Darstellung einer neuen Linie, die sich von der älteren nur wenig unterscheidet. Eine solche Schaulinie (oder die zugehörige Tabelle) gestattet es nun, die voraussichtliche Lebensdauer von Schwellen abzuschätzen, wenn man weiß, wie viele Hunderteile von der eingebauten Schwellenmenge nach einer bekannten Zahl von Jahren seit dem Einbau aus der Strecke genommen werden mußten.

In der ersten Zeit nach dem Einbau sind die Abfälle nur gering und schwankend, eine Vorausberechnung auf Grund solcher Angaben könnte daher nur wenig verläßliche Werte liefern. Schätzungen sollen daher nach der Angabe des Forstinstitutes erst bei einem Abfall von mehr als 20% durchgeführt werden. Bei der Verarbeitung aller Zahlenwerte hatte sich ergeben, daß 60% der eingebauten Schwellen beim Erreichen ihrer mittleren Liegedauer abgefallen waren. Auch Dr. Moll fand bei der Bearbeitung europäischer Schwellenwirtschaft, daß dieser Abfall etwas mehr als 50% beträgt (auf Grund seiner Abbildung auf etwa 55% geschätzt). Stehen sonach ältere Beobachtungen mit größeren anteiligen Abfallzahlen zur Verfügung, so ist der Wert von rund 60% ein wichtiger Anhaltspunkt für die Schätzung der mittleren Lebensdauer.

Diese Gesamtabfallinien werden nun vom genannten Forstinstitut im Vereine mit den Bahnverwaltungen benutzt, um fortlaufend Schätzungen der Lebensdauern von Schwellen verschiedener Schutztränkung vorzunehmen, bevor noch alle Zahlen der Statistik vorliegen, die zur üblichen, genauen Ermittlung der Lebensdauer erforderlich sind. Als Grundlage dienen entweder Schwellen, die in eigenen Versuchsstrecken eingebaut sind oder Schwellen, die mit genauer Bezeichnung versehen in verschiedene Betriebsstrecken eingelegt werden und über die ebenfalls genaue Aufzeichnungen auf Grund von regelmäßigen Untersuchungen geführt werden. Diese werden von einem Arbeitsausschuß, wenn halbwegs möglich, jährlich vorgenommen; die gesamten Beobachtungsergebnisse werden vom Forstproduktelaboratorium verarbeitet und alljährlich in den Mitteilungen der American Wood Preservers Association veröffentlicht.

Ich habe die Angaben über die geschätzte Liegedauer von Schwellen mit Rüping-Tränkung verarbeitet, die sich aus den Beobachtungen von 1924 bis 1926 ergeben hatten. Es wurden nur Kiefernschwellen berücksichtigt, die unter der Bezeichnung „pine“ geführt werden; darunter sind natürlich die nordamerikanischen Kiefernarten verstanden, trotzdem haben diese Angaben doch auch für Mitteleuropa Wert, weil jene Splinthölzer unserer heimischen Kiefer nahe verwandt sind und sich ebenfalls gut durchtränken lassen. Bei der Anwendung des Rüping-Verfahrens in Nordamerika wird eine Mindestaufnahme von Teeröl mit 64 kg/m³ gefordert, die Aufnahmen können allenfalls bis zu 96 kg/m³ ansteigen.

Die nachstehende Zusammenstellung gibt eine Übersicht der verarbeiteten Angaben. Hierbei habe ich nur solche Liegedauern benutzt, die sich auf Abfälle von 28% aufwärts beziehen. Verschiedene Werte stützen sich auf Abfälle von 70 bis 100%. Die erhaltenen mittleren Lebensdauern schwanken zwischen 15 und 21 Jahren, das nach der Durchschnittsrechnung ermittelte Hauptmittel, das sich auf Beobachtungen von rund 15000 Schwellen bezieht, beträgt 17,8 oder abgerundet 18 Jahre.

Man kann eine Nachprüfung der vorstehenden Berechnung vornehmen. Die nähere Betrachtung der Abfallwerte zeigt, daß man sie in drei Gruppen trennen kann. Eine Hauptgruppe von 14170 Stück enthält gut zusammenpassende Werte, die einen Teil einer Gesamtabfallinie liefern, der zwischen dem 15. und 21. Jahre fast gerade verläuft, weshalb man in einer bildlichen Darstellung leicht ermitteln kann, wann diese Gerade die Linie von 60% Abfall schneidet. Das ist der Fall bei rund 17,8 Jahren; dieser Wert ist daher der Schätzungswert der mittleren Lebensdauer. Eine zweite kleine Gruppe (Nr. 4 der Zusammenstellung) ergibt in ähnlicher Weise 60% Abfall bei 15 Jahren. Eine dritte Gruppe (831 Stück) erhält sich wesentlich besser und weist nach Ablauf von 22 Jahren erst einen Abfall von 38% auf, ihre mittlere Dauer kann auf 25 Jahre geschätzt werden. Nach der Durchschnittsrechnung erhält man hier als Hauptmittel 18,2 Jahre oder abgerundet 18 Jahre wie vorhin.

Man kann daher sagen, daß auf Grund der bisherigen Angaben mit größeren Abfallzahlen als mittlere Liegedauer für kieferne Schwellen mit Rüping-Tränkung

Zusammenstellung.

| Lfde. Nr. | Name der Bahnverwaltung | Holzart der Schwellen | Bearbeitung der Schwellen | Tränk-Verfahren | Stückzahl der untersuchten Schwellen | Geschätzte mittlere Lebensdauer in Jahren | Berechnete mittlere Lebensdauer in Jahren |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Atchison, Topeka & Santa Fe Railway | Kiefer | behauen | Rüping-Verfahren | 304<br>190<br>(494) | 17,9<br>26,5 | 21,2 |
| 2 | Atchison, Topeka & Santa Fe Railway | | gesägt | | 275<br>366<br>384<br>572<br>(1597) | 23,1<br>25,1<br>20,2<br>18,7 | 21,3 |
| 3 | Chicago, Rock Island & Pacific Railway | | — | | 4824<br>8896<br>(13720) | 16,7<br>16,1 | 16,3 |
| 4 | Southern Pacific Railway in Texas and Louisiana | | behauen | | 95 | 15,1 | 15,1 |
| | | | | | Gesamtzahl der Schwellen 15096 | — | Hauptmittel 17,8 rund 18 J. |

18 Jahre angenommen werden können. Man wird aber diese Zahl als Mindestwert ansehen müssen, denn es werden sich bei der späteren Verarbeitung weiterer Unterlagen größere Durchschnittswerte ergeben. In den Nachweisungen der Atchison-Bahn werden z. B. noch 54621 Stück Rüping-Schwellen ausgewiesen, die nach 15jähriger Verwendungsdauer erst einen Abfall von 2%, nach 16 Jahren von 2,5% zeigen; 24238 Rüping-Schwellen ergaben in einer andern Strecke nach 19 Jahren 7%, nach 20 Jahren erst 11% Gesamtabfall. Hieraus ergibt sich der Schluß von selbst, daß diese Schwellen eine mittlere Dauer von weit mehr als 20 Jahren haben werden.

Die Verschiedenheit der Werte der Liegedauern unter Nr. 1 und 2 obiger Zusammenstellung dürfte wohl nicht auf die Bearbeitungsweise der Schwellen, sondern auf andere Verhältnisse (örtliche Einflüsse in den Strecken) zurückzuführen sein.

In seinem Aufsatze: Neue Gedanken über die Imprägnierung von Eisenbahnschwellen („Der Bahnbau“, 1926, H. 36) hat Malenkovic die mittlere Liegedauer amerikanischer Kiefernschwellen, die nach dem Rüping-Verfahren mit einer Aufnahme von 80 kg Teeröl getränkt worden waren, auf 20,1 Jahre geschätzt.

Da in Nordamerika die Schwellentränkung mit Zinkchlorid auch noch vielfach verwendet wird, habe ich zum Vergleiche die Angaben zusammengestellt, die sich auf derartige Schwellen beziehen und das Mittel der geschätzten Lebensdauern berechnet. Bei 18125 untersuchten Schwellen ergab sich eine mittlere Lebensdauer von 13,8 Jahren.

## Die Entwicklung des Eisenbahnwesens in Florida.

Von Geh. Regierungsrat **Wernekke.**

Bis etwa 1920 ging in Florida eine zwar lebhafte, aber immer noch in gewissen Grenzen bleibende Entwicklung vor sich. Die Städte wuchsen, das milde Klima lockte im Winter zahlreiche Reisende an, dauernd wurden neue Flächen urbar gemacht, um als Gartenland zu dienen und mit Apfelsinen und Zitronen bebaut zu werden. Der Verkehr bewegte sich mit regelmäßigen, durch den Wechsel der Jahreszeiten bedingten Schwankungen in geregelten Bahnen. Vom Oktober bis Ende April galt es, Obst und Gemüse in der Richtung nach Norden abzufördern. Im Herbst setzte ein lebhafter Personenverkehr in der Richtung nach Süden ein, der im Februar seinen Höhepunkt erreichte, dann aber auch bald seine Richtung umkehrte. Von Mai bis Oktober war stille Zeit im Eisenbahnverkehr. Um 1920 nahm der Zuzug nach Florida stark zu, es war lebhafte Nachfrage nach Grundstücken. Es wurden Fremdenhöfe, Geschäftshäuser und auch Wohnhäuser gebaut. Neue Straßen wurden angelegt, bestehende wurden verbessert. Es entstanden neue Städte, die bereits vorhandenen vergrößerten sich. Ebenso wurden neue Fabriken errichtet, und die bereits bestehenden wurden erweitert. Die Bautätigkeit erstreckte sich namentlich auf die Umgegend von Miami, Palm Beach und die nördlich davon gelegenen Teile der Ostküste. Allmählich griff diese Bewegung auf die Westküste über, und etwa 1924 setzte eine Bewegung ein, die mit wilder Spekulation mit Grund und Boden verbunden war. Die Eisenbahnen konnten, allerdings nur unter Aufwendung von Millionen, den Anforderungen, die infolge dieser Vorgänge an sie gestellt wurden, noch gerecht werden. Der Verkehr nahm zu, blieb aber immerhin in solchen Grenzen, daß die Eisenbahnen seiner Herr werden konnten. Im Frühjahr 1925 blieb jedoch unerwartet der Verkehrsrückgang, der sonst um diese Zeit zu beobachten war, aus. Der Zuzug wuchs; es mußte Unterkunft für die Zuziehenden teils in Fremdenhöfen, teils in Wohnhäusern geschaffen werden. Die Folge davon für die Eisenbahnen war, daß sie zunächst ungeheure Mengen Baustoffe anzufördern hatten, so daß der Umfang des Verkehrs alles bis dahin Dagewesene übertraf, was übrigens auch vom Personenverkehr galt. Händler aller Art deckten sich mit Riesenvorräten ein, um dem stets steigenden Bedarf an Baustoffen und allem, was die zunehmende Bevölkerung bedurfte, gewachsen zu sein. Ganze Zugladungen wurden in der Richtung nach Florida abgefertigt, häufig ohne daß der Zielbahnhof angegeben wurde, denn der Inhalt der Züge wechselte, während sie liefen, mehrmals den Eigentümer, und jeder von diesen verfügte anders über das unterwegs befindliche Gut. Tausende von Wagen versperrten infolgedessen die Gleise, die Wagen selbst wurden über Gebühr lange festgehalten, ehe sie zurücklaufen konnten, und es kam zu höchst lästigen Verkehrsstauungen. Daneben liefen noch tausende von leeren Kühlwagen in der Richtung nach Florida, um die Obsternte abzuholen, und diese durften weder auf der Hin- noch auf der Rückfahrt Verzögerungen erleiden, weil sonst ihre leicht verderbliche Ladung gefährdet gewesen wäre. Dazu traten noch Erschwernisse durch Arbeitermangel, Hochwasser und sonstiges Unwetter. Schließlich konnten sich die Eisenbahnen von Florida, obgleich sie ihre Anlagen erweitert hatten und noch dauernd vergrößerten, nicht anders helfen, als daß sie eine Verkehrssperre anordneten. Ausgenommen von dieser Maßnahme wurden nur Lebensmittel, Brennstoffe und einige andere lebenswichtige Güter, sowie alles, was zum Versand von Obst und Gemüse nötig war. Zunächst betraf die Sperre nur Wagenladungen, später wurde sie auch auf Stückgutsendungen ausgedehnt. Sie hatte zur Folge, daß sich Ende Oktober 1925 in Jacksonville, dem Schlüsselbahnhof für das südliche Florida, 3000 bis 4000 Wagen stauten und daß nördlich davon 8000 bis 10000 Wagen auf den Zufahrtsstrecken angesammelt wurden, die nicht weiter geleitet werden konnten, obgleich in den 48 Stunden, die zwischen Ankündigung und Inkrafttreten der Verkehrssperre vergingen, den Bahnen von Florida selbst von den Anschlußstrecken her noch soviel Wagen, wie irgend möglich, zugeführt worden waren. Die Eisenbahnen machten die lebhaftesten Anstrengungen zur Beseitigung der Verkehrsstauungen. Es wurden erfahrene Betriebsbeamte aus anderen Gegenden herangeholt; es wurden besondere Dienststellen eingerichtet, die die Reihenfolge der Wagen zur Abförderung festsetzten und denen den Vorrang zubilligten, für die die Gewähr geboten schien, daß sie alsbald entladen würden. Durch Zusammenarbeit der Eisenbahnen mit Versendern und Empfängern wurde ebenfalls angestrebt, den Verkehr wieder in Fluß zu bringen, und alle diese Bemühungen hatten den Erfolg, daß gegen Ende Februar 1926 die Verkehrsbeschränkungen mit einigen Ausnahmen wieder aufgehoben werden konnten; es dauerte aber noch bis Mitte Mai, ehe der Verkehr wieder ganz freigegeben werden konnte.

Nur einige wenige Zahlen mögen die eben geschilderten Verhältnisse veranschaulichen. Die Betriebsausgaben der am Verkehr von Florida beteiligten drei Eisenbahngesellschaften hatten 1921 und 1922 etwa 100 Millionen Dollar betragen; bis 1926 waren sie auf 140 Millionen gestiegen. Die Betriebsüberschüsse waren aber gleichzeitig von 7 auf 34 und 36 Millionen in den Jahren 1925 und 1926 angewachsen. Während am Anfang dieses Zeitraumes die Ausgaben für Erweiterung der Eisenbahnanlagen 3 bis 5 Millionen, diejenigen für Beschaffung von Betriebsmitteln 6 bis 7 Millionen betragen hatten, wurden 1925 und 1926 28 und 43 Millionen Dollar für die baulichen Anlagen und 14 und 23 Millionen für die Betriebsmittel aufgewendet. 1927 hat der Verkehr, wie es

nach einem solchen Aufschwung nicht anders zu erwarten war, etwas nachgelassen. Wie aus den eben angeführten Zahlen hervorgeht, mußten die Eisenbahnen Floridas während des genannten Zeitraumes eine außerordentlich lebhafte Bautätigkeit entfalten.

In den Verkehr von Florida teilen sich drei Eisenbahnen; sie führen alle drei durch das schon als Schlüssel für Süd-Florida erwähnte Jacksonville. Die Atlantic Coast Line folgt erst der Ostküste, um sich südlich von Jacksonville an die Westküste zu wenden. Die Florida East Coast Line begleitet, wie ihr Name sagt, in Jacksonville beginnend, die Ostküste und endigt in Key West, wobei sie auf dem bekannten Damm das Meer durchquert. Die Seaboard Air Line verläuft zunächst ebenfalls an der Ostküste, wendet sich dann wie die Atlantic Coast Line nach Westen, um aber zuletzt die Halbinsel nochmals schräg zu durchqueren und an der Ostküste zu endigen. Alle drei Eisenbahnen haben in dem hier behandelten Zeitraum eine riesenhafte Bautätigkeit entwickelt.

Die Atlantic Coast Line stellte 1922 Planungen auf, mit denen sie eine Verbesserung des Eisenbahnverkehrs nach und in Florida bezweckte; ihre Ausführung sollte auf die Jahre bis 1927 verteilt werden, die Zunahme des Verkehrs zwang aber dazu, sie zu beschleunigen. Es handelte sich dabei an erster Stelle um den zweigleisigen Ausbau der Zufahrtstrecke von Richmond im Staate Virginia bis Jacksonville. In den Jahren 1922 bis 1925 wurden dann 73 km, 88 km, 109 km und 212 km zweites Gleis hergestellt, und damit hatte die Atlantic Coast Line eine durchgehend zweigleisige Verbindung zwischen Richmond, ihrem nördlichen Endbahnhof, und Jacksonville. Innerhalb des Staates Florida selbst waren von 1924 bis 1926 120 km Strecke dieser Gesellschaft mit einem zweiten Gleis versehen worden; es handelte sich dabei meist um kurze Strecken, die wegen ihres starken Verkehrs einer Entlastung bedurften. Daneben waren aber auch eine Anzahl neue Strecken gebaut worden, die namentlich Lücken schließen und Umwege abkürzen sollten, so z. B. die 65 km lange Strecke Perry-Montecello, die eine neue Zufahrt für die Westküste von Florida bildet. Auch die Stadt Tampa erhielt einen neuen Zugang durch den Bau einer 26 km langen, einen Umweg abkürzenden Eisenbahn, die 1927 fertiggestellt wurde. Andere bedeutende Bahnbauten waren Bradenton—Sarasota—Fort Ogden mit 85 km Länge, Fort Myers-Collier City mit etwa 80 km Länge. Ende 1927 war noch eine 43 km lange Eisenbahn nach Everglades im Bau, wo durch Entwässerungsanlagen große Flächen für die Bebauung gewonnen worden sind.

Die Florida East Coast Line, deren Strecken ganz innerhalb des Staates Florida liegen, hat in den drei Jahren 1924 bis 1926 823 km Gleis gebaut. Es handelte sich dabei im wesentlichen um den zweigleisigen Ausbau der 557 km langen Strecke Jacksonville—Miami, die auf ihrer ganzen Länge die Ostküste begleitet. Daneben wurde eine 75 km lange Eisenbahn am Okeechobee-See gebaut, die ein Glied in einer zweiten noch unvollendeten Verbindung mit Miami bildet, und Miami wurde mit einer 30 km langen Neubaustrecke umgangen. Es gab bei diesen Arbeiten etwa 3,5 Millionen m³ Massen zu bewegen, etwa 5 km Durchlässe zu bauen, und auf zusammen etwa 5 km Länge wurden die Gleise über die in Amerika bekanntlich vielfach üblichen hölzernen Bockgerüste geführt. Der zweigleisige Ausbau wurde nach und nach an drei Stellen in Angriff genommen und unter dem Druck des drängenden Verkehrs so beschleunigt, daß, im Dezember 1924 begonnen, schon im Juli 1925 die erste Teilstrecke in Betrieb genommen werden konnte. Neben dem zweiten Hauptgleis wurden auch eine Anzahl Überholungs- und Kreuzungsgleise für Hundertzehnwagen-Züge gebaut. Auch einige Abkürzungsstrecken waren unter den ausgeführten Bauten. Die wichtigste von ihnen war diejenige bei Palatka, durch die der Weg für die durchgehenden Züge um 30 km verkürzt wurde. Wie auch diese Arbeiten betrieben wurden, geht daraus hervor, daß die Strecke neun Monate nach Beginn des Baues bereits im Betrieb war.

Im Gegensatz zu den beiden genannten Eisenbahnen, bei denen der zweigleisige Ausbau und der Bau kürzerer Verbindungsstrecken überwog, handelte es sich bei der Seaboard Air Line an erster Stelle um einen Streckenneubau von 328 km Länge, nämlich einer Querbahn von Coleman an der Eisenbahn Jacksonville-Tampa nach West Palm Beach an der Ostküste. Auch diese Eisenbahn wurde in neun Monaten fertiggestellt und im Januar 1925 in Betrieb genommen. Außerdem wurden zwei Umgehungsbahnen von je etwa 20 km Länge gebaut, mit deren Hilfe stark belastete Bahnhöfe für den durchgehenden Verkehr ausgeschaltet werden konnten.

Zum Teil hat die Seaboard Air Line ihre Neubauten nicht selbst ausgeführt, sondern zu diesem Zweck nach amerikanischem Gebrauch Tochtergesellschaften gegründet. Sie kann jetzt über deren Strecken, über ihre eigenen und gepachtete Strecke durchgehende Züge von Richmond bis Homestead südlich von Miami auf eine Entfernung von 1718 km verkehren lassen. Durch diese Maßnahmen, sowie durch zweigleisigen Ausbau einiger Strecken, wobei auch die Krümmungs- und Neigungsverhältnisse verbessert wurden, ist die Leistungsfähigkeit des Netzes der Seaboard Air Line erheblich gesteigert und sind die Folgen der sprungweisen Verkehrszunahme beträchtlich abgeschwächt worden.

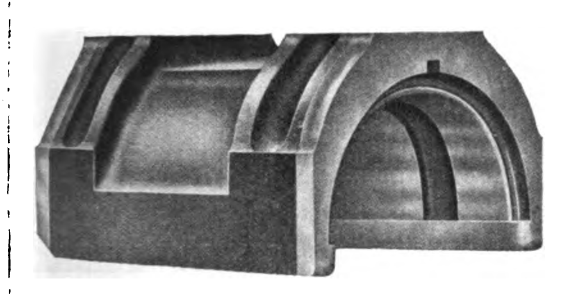
Außer den Streckenneubauten galt es natürlich auch, die Bahnhofsanlagen zu erweitern, neue Verschiebeanlagen und Anlagen zur Behandlung der Lokomotiven zu errichten. Auch die Signalanlagen wurden verbessert, und der Oberbau wurde verstärkt. Für die Brückenbauten wurden Normen aufgestellt. Es wurden teils Blechträger, teils hölzerne Bockbrücken aus getränkten Hölzern mit durchgehendem Schotterbett, daneben aber auch Betonbrücken gebaut. Alte Brücken wurden umgebaut, namentlich wurden bewegliche Brücken älterer Bauart durch neue ersetzt. Das größte Brückenbauwerk war eine zweigleisige Brücke über den St. John-Fluß bei Jacksonville; sie ist gegen 750 m lang und enthält eine 66 m weite Öffnung, die durch eine einflügelige Klappbrücke Bauart Strauß überspannt wird. Ihr Bau hat 2,4 Millionen Dollar gekostet.

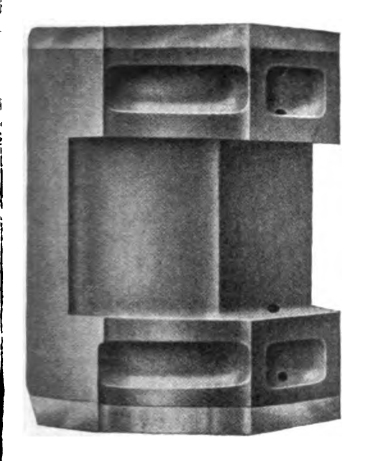
In den Jahren von 1921 bis mit 1926 haben die drei Eisenbahnen von Florida für Neu- und Erweiterungsbauten erheblich über 100 Millionen Dollar aufgewendet; dazu kamen noch über 80 Millionen für Verstärkung des Betriebsmittelparks. Sie sind dadurch einerseits in den Stand gesetzt worden, der Entwicklung von Florida zu folgen, haben aber andrerseits auch ihr Teil dazu beigetragen, diese Entwicklung zu fördern. Ende 1924 bis mit 1927 spielten sich dabei höchst eigenartige Vorgänge ab. Der Zudrang von Leuten, die in Florida Geschäfte machen wollten, wuchs ins Ungeheure, es bestand aber auch ein ungeheurer Andrang von Leuten, mit denen jene Geschäfte machen konnten. Die Preise für die Baustoffe, die die Eisenbahnen brauchten, stiegen daher ins Ungemessene, und doch mußten die Baustoffe gekauft werden. Ebenso gingen die Löhne in die Höhe; Arbeitskräfte waren knapp und unzuverlässig; es gab viel Wechsel in der Belegschaft. Die Strecken waren durch den öffentlichen Verkehr bis an und über die Grenze ihrer Leistungsfähigkeit belastet; dabei mußten aber die Eisenbahnen noch weitere Züge mit Baustoffen und Geräte für ihren eigenen Bedarf durchbringen. Die Planungen mußten überstürzt bearbeitet werden. Grund und Boden mußte erworben werden, wobei man sich nicht mit langen Verhandlungen aufhalten konnte. Dazu kamen noch Unwetter und Überschwemmungen, die den Bau verzögerten. Die Eisenbahnen ließen sich aber durch all die Schwierigkeiten, die sich ihnen in den Weg stellten, nicht davon abhalten, das Ziel, das

sie sich gesteckt hatten, weiter zu verfolgen. Sie zeigten dadurch, daß sie erwarteten, die Hochflut in der Entwicklung von Florida werde anhalten. Sie sind in dieser Erwartung nicht enttäuscht worden. Man konnte zwar nicht verlangen, daß der Verkehr des Jahres 1927 den der Vorjahre soweit übertreffen würde, wie es bei der Güterbewegung der Jahre 1925 und 1926 gegenüber den vorhergehenden der Fall war, denn diese bedeuteten tatsächlich einen Höhepunkt, und von den Eisenbahnen wurden noch nie dagewesene Leistungen verlangt. 1927 hat aber, soviel bis jetzt gesagt werden kann, das Jahr 1924 übertroffen, und die Eisenbahnen setzen daher ihre Arbeiten zur Erweiterung ihrer Anlagen fort, um auch in Zukunft den wachsenden Anforderungen, die an sie gestellt werden, genügen zu können.

## Neuerungen an Güterwagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft hat für die Bestellung an Personen- und Güterwagen für das Jahr 1928 bestimmt, daß die mit Bremse versehenen Güterwagen neuer Bauart, die auch nach den Grundsätzen des Austauschbaues hergestellt werden, außer mit der Kunze-Knorr-Bremse mit verschiedenen anderen Neuerungen auszurüsten sind. Dazu gehören Hülsenpuffer *), Tragfedern aus Stahl erhöhter Festigkeit *), verstärkte Zugvorrichtungen und Kupplungen **), armierte Einheitslagerschalen, zweiteilige Bremsklötze und Bremsgestängesteller schwedischer Bauart.





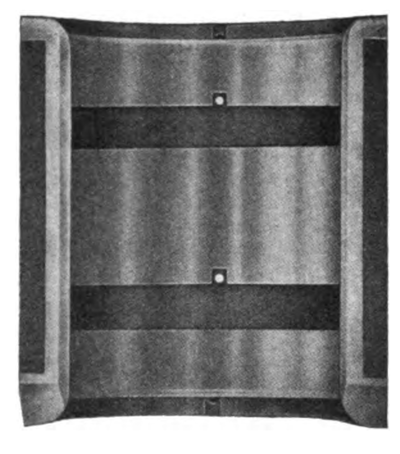


Abb. 1. Armierte Einheitslagerschalen.

Die armierte Einheitslagerschale hat einen Lagerkörper aus Stahlguß mit Rotgußfutter und ist wie die gewöhnliche Lagerschale entweder mit Einheitslagermetall oder einer „Bn-Metall" (Bahnmetall) genannten Bleilegierung ausgegossen. Ihr Vorzug gegenüber der reinen Rotgußlagerschale mit Weißmetallausguß ist eine geringere bleibende Formveränderung auch bei großer Beanspruchung. Dadurch wird die Zahl der Brüche vermindert und das Zusammendrücken unter der Wirkung der Stöße beim Auffangen mit dem Hemmschuh verhindert, so daß die Toleranzmaße erhalten und die Lagerschalen austauschfähig bleiben. Weiter behält die armierte Schale auch bei den hohen Temperaturen beim Heißlauf eine große Bruchfestigkeit, der Achsschenkel wird nicht angegriffen, weil er nach dem Ausschmelzen des Weißmetalles auf dem Rotguß als einem geeigneten Lagermetall weiter laufen kann. Die heiß gelaufenen Achslager können angesichts dieser Eigenschaften rasch und billig wieder instand gesetzt werden. Die armierte Einheitslagerschale zeigt die Abb. 1.

*) Siehe Organ 1925, S. 512.
**) Siehe Organ 1926, S. 141.

Die zweiteiligen Bremsklötze sollen den Stoffaufwand beim Auswechseln der Bremsklötze vermindern, da beim jetzigen einteiligen Klotz der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft etwa $^1/_3$ des Gewichtes eines neuen Bremsklotzes zum Schrot genommen werden muß. Der neue zweiteilige

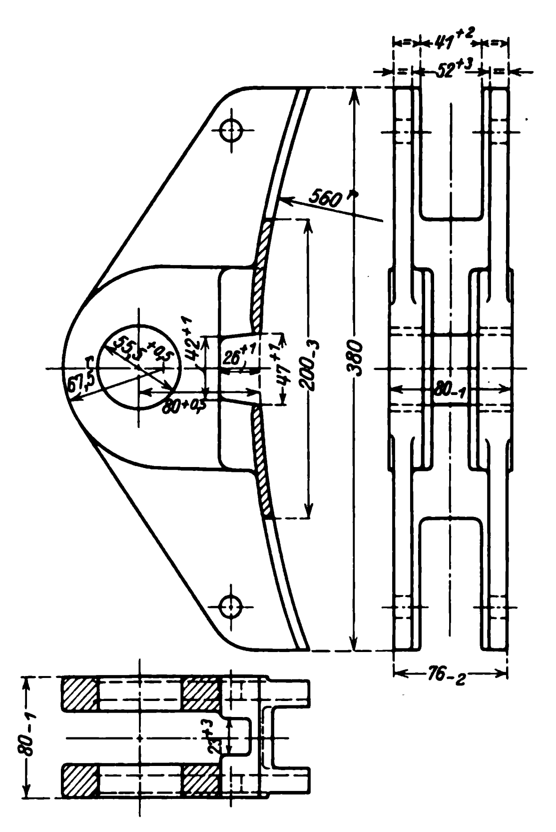



Abb. 2a. Bremsklotzschuh.

Bremsklotz besteht in Anlehnung an die Bauart anderer Eisenbahnverwaltungen, insbesondere der Österreichischen Bundesbahnen, aus dem Bremsklotzschuh (Abb. 2a), der Bremsklotzsohle mit einer Stahleinlage (Abb. 2b) und dem beide verbindenden Befestigungskeil (Abb. 2c). Bei Abnützung wird nur die Bremsklotzsohle ausgewechselt. Die Paßfläche des Bremsklotzschuhes entspricht den Normen des Internationalen Eisenbahnverbandes *) (U. I. C.).

Der Bremsgestängesteller schwedischer Bauart, Bremsregulator A. S. B. genannt, hebt die durch die Abnützung der Bremsklötze eintretende unerwünschte Vergrößerung des Kolbenweges im Bremszylinder auf, so daß das Nachstellen des Bremsgestänges von Hand entfällt. Im Gegensatz zu diesem Verfahren wird mit dem A. S. B. die nach einer Anzahl Bremsungen eintretende Abnützung der Bremsklötze selbsttätig ausgeglichen. Seine Anordnung ist in Abb. 3

*) Vgl. Organ 1926, S. 17 und 309.

dargestellt. Er wirkt folgendermaßen: Eine gekröpfte Schlitzführung ist an einem Ende durch einen Arm A und einen Festpunktbock mit dem Wagenuntergestell verbunden. Das

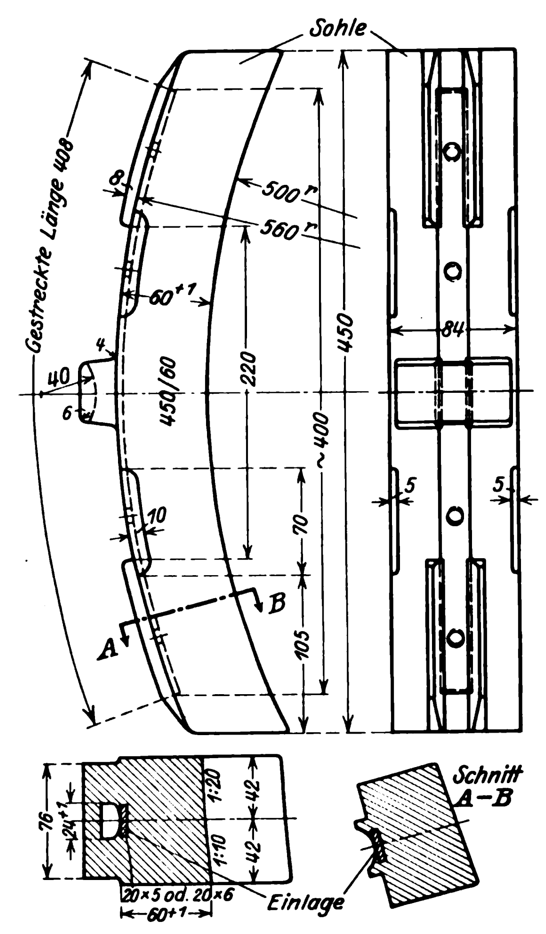



Abb. 2b. Bremsklotzsohle mit Einlage.

die Stange St bewegt sich in der Richtung gegen das Bremsgestänge und dreht dadurch die Mutter zur Verlängerung des Bremsgestänges um einen bestimmten Betrag.

Genügt eine einmalige Schaltung nicht, so wiederholt sich der Vorgang bei jeder Bremsung so oft, bis der Bolzen B beim Hub des Bremskolbens nicht mehr in den gekröpften Teil der Schlitzführung übertritt. Der Bremsgestängesteller regelt also die Spielräume so, daß sich die Klötze jedesmal in dem Augenblick an die Räder anlegen, in dem der Lenker an den gekröpften Teil der Schlitzführung kommt.

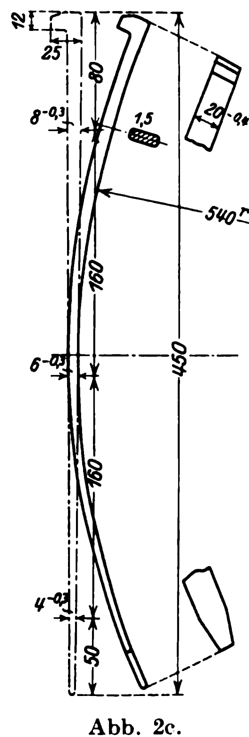


Abb. 2c.

Infolge der Elastizität im Bremsgestänge, der Schwingungen der Aufhängepunkte der Klötze unter der Einwirkung der Schienenstöße usw. würde der Antriebspunkt am Kreuzkopf beim Bremsen seinen Weg über den Regelhub hinaus noch etwas fortsetzen, somit der Schrägteil der Schlitzführung zur Wirkung kommen und der Bremsgestängesteller über die richtige Einstellung der Klötze hinaus wirken, d. h. diese unter Umständen an den Rädern festspannen. Um dies zu verhindern, ist zwischen dem Schaltwerk und der Verstellmutter eine Rutschkupplung eingebaut, welche die Einwirkung des Sperrades auf die Drehung der Mutter aufhebt, sobald Spannung im Bremsgestänge auftritt.

Die Vorteile des Bremsgestängestellers A. S. B. sind demnach folgende: Die Bremswirkung wird bei allen Wagen, die mit dieser Einrichtung ausgerüstet sind, einheitlich im zeitlichen Ablauf und gleichmäßig stark, somit wesentlich

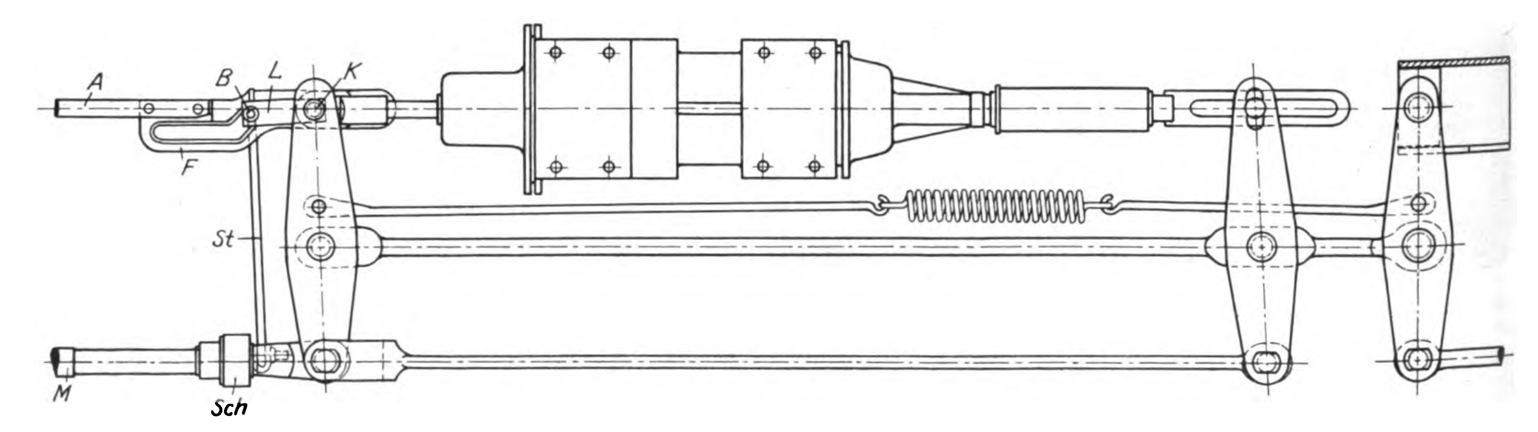



Abb. 3. Regelanordnung des Bremsgestängestellers.

andere Ende ist in den verlängerten Kreuzkopfbolzen K der Bremskolbenstange eingehängt. Dieser Bolzen kann sich in der Schlitzführung vor- und zurückbewegen. In der Schlitzführung bewegt sich mit dem Kreuzkopfbolzen durch eine Lasche L verbunden, ein zweiter Bolzen B. An ihn ist eine Stange St angebracht, die am andern Ende mit einem Schaltwerk Sch zur Drehung einer Verstellmutter M am Bremsgestänge in Verbindung steht. Wird der Hub des Bremskolbens zu groß, so tritt der Bolzen B in die Kröpfung der Schlitzführung,

erhöht, die Bremswege werden kürzer. Kupplungsbrüche und Zugtrennungen werden vermieden, die Gefahr, daß die Bremse durch übermäßig lange Kolbenhübe an Wirksamkeit verliert, fällt fort. Der Luftverbrauch und damit die Kosten für die Erzeugung der Druckluft, ferner die Gefahr der Erschöpfung bei Einkammerbremsen wird geringer und man ist nicht von der Zuverlässigkeit des Personals bei der Überwachung der Bremsen und beim Nachstellen der Spielräume zwischen Bremsklotz und Rad abhängig. Bttgr.

# Berichte.

## Lokomotiven und Wagen.

### Der amerikanische Fahrzeugbau im Jahre 1927.

Im Jahre 1927 sind von den Lokomotivfabriken der Vereinigten Staaten insgesamt 846 Lokomotiven gebaut worden, davon 734 für das eigene Land, 58 für das hinsichtlich des Eisenbahnwesens mit den Vereinigten Staaten eng verbundene Kanada und 54 für andere Länder. Wie die nachstehende Zusammenstellung zeigt, ist die Beschäftigung der amerikanischen Lokomotivfabriken seit 1915 nur ein einziges Mal so schlecht gewesen wie im vergangenen Jahr.

Zusammenstellung.

| Jahr | Zahl der gebauten Lokomotiven | | | |
|---|---|---|---|---|
| | für das eigene Land | für Kanada | für andere Länder | insgesamt |
| 1915 | 1612 | — | 850 | 2462 |
| 1916 | 2910 | — | 2983 | 5893 |
| 1917 | 2704 | — | 3438 | 6142 |
| 1918 | 2593 | 209 | 2086 | 4888 |
| 1919 | 214 | 58 | 989 | 1170 |
| 1920 | 1998 | 189 | 718 | 2905 |
| 1921 | 239 | 35 | 546 | 820 |
| 1922 | 2600 | 68 | 131 | 2799 |
| 1923 | 1944 | 82 | 116 | 2142 |
| 1924 | 1413 | 71 | 142 | 1626 |
| 1925 | 1055 | 10 | 209 | 1274 |
| 1926 | 1301 | 61 | 180 | 1542 |
| 1927 | 734 | 58 | 54 | 846 |

Ähnlich liegen die Verhältnisse im gesamten Wagenbau und sogar die Anzahl der gebauten Triebwagen (176 Triebwagen mit 25 Anhängern) hat eben nur den Stand von 1926 erreichen können und wird vom Jahre 1925 übertroffen, trotzdem man hier eine raschere Entwicklung erwarten müßte.

Auch hinsichtlich der Konstruktion der Fahrzeuge hat das abgelaufene Jahr wenig Neues gebracht. Die Verwendung von hochgespanntem Dampf hat weiterhin zugenommen; es sei hier an die 1 D-Versuchslokomotive „John B. Jervis“ der Delaware und Hudson-Bahn erinnert*), bei welcher der Dampfdruck auf 28 at gesteigert worden ist. Eine weitere, bemerkenswerte Lokomotive mit der Achsanordnung 1 E und 30 at Kesselüberdruck ist zur Zeit für die Pennsylvania-Bahn im Bau. Vielfach wird als Baustoff für die Kessel dieser Hochdrucklokomotiven Silizium- und Nickelstahl verwendet. Dreizylinderlokomotiven sind in größerer Zahl gebaut worden. Stahlguß wird in steigendem Maß verwendet; vor allem werden die Untergestelle der Tender immer häufiger aus diesem Baustoff hergestellt und bei den Lokomotivrahmen sind in einem Fall sogar die Zylinder in einem Stück mit angegossen worden**). Auch die Herstellung der Rauchkammer aus Stahlguß ist schon versucht worden. Die bemerkenswerteste Erscheinung im Lokomotivbau dürfte jedoch die umfangreiche Verwendung des zweiachsigen Schleppgestelles sein. Fast alle während des vergangenen Jahres neu entworfenen Lokomotiven besitzen dieses Schleppgestell, das die ins Übergroße gewachsenen Schienendrücke der bisherigen Delta-Schleppachse beseitigen soll.

Die amerikanischen Bahnen sind in den letzten Jahren bemüht gewesen, vor allem die Wirtschaftlichkeit der Dampflokomotive zu verbessern. Diese Bemühungen sind auch nicht vergebens gewesen; im ersten Halbjahr 1927 soll der Aufwand für Lokomotivkohle, bezogen auf gleiche Leistung, um annähernd 72 Millionen Mark geringer gewesen sein als im vorhergehenden Jahr. Man wird diese Ersparnisse in erster Linie der Erhöhung der Dampfdrücke zuschreiben dürfen sowie dem in den letzten Jahren häufiger zu beobachtenden Bestreben, die Zylinderabmessungen der Kesselleistung besser anzupassen.

*) Organ 1927, S. 249.
**) Organ 1928, S. 59.

Die Normung des Güterwagenparkes hat Fortschritte gemacht. Für den gedeckten Güterwagen liegen die Entwürfe schon seit 1926 vor*); im vergangenen Jahr sind weitere Normentwürfe aufgestellt worden für den offenen Wagen und für den Selbstentladewagen. Die Chicago-, Milwaukee- und St. Paul-Bahn sowie die Missouri-, Kansas- und Texas-Bahn und einige andere Bahnen haben geschlossene Spezialwagen mit breiten Seitentüren zum Versand von Kraftwagen beschafft, die von der Kraftwagenindustrie dringend verlangt wurden. Eine Bahn hat Versuchsgüterwagen gebaut, bei denen das Untergestell wie bei den Tendern aus Stahlguß hergestellt wurde.

Im Personenwagenbau war man bestrebt, die Isolierung der Wagen gegen Temperatureinflüsse zu verbessern, eine Frage, der auch beim Bau von Kühlwagen Aufmerksamkeit geschenkt wurde. Besonders bemerkenswert für das abgelaufene Jahr sind indessen die ausgedehnten Versuche mit Rollenlagern an Personenwagen**). Bisher sind derartige Versuche nur in ganz kleinem Maßstab vorgenommen worden. Innerhalb der letzten 18 Monate haben dagegen vier große Bahngesellschaften 480 derartige Wagen bestellt und auch schon in Betrieb genommen. Ein einziger solcher Auftrag umfaßte nicht weniger als 133 Wagen. Die übrigen Bahnen haben sich diesen Versuchen zunächst noch nicht angeschlossen; sie scheinen diese aber aufmerksam zu verfolgen und es ist zu erwarten, daß die nächsten Jahre in dieser Richtung mancherlei Neues bringen werden.

Die zunehmende Länge der Züge hat auch Verbesserungen der Zugheizung und der Druckluftbremse erforderlich gemacht. Nach den Arbeiten der letzten Jahre ist es jetzt möglich geworden, die Heizung so zu vervollkommnen, daß auch die längsten Personenzüge bis zu den letzten Wagen genügend beheizt werden können. Die Luftpumpen der neuen Lokomotiven arbeiten vielfach mit Hochdruck- und Heißdampf; auch das Führerbremsventil ist verbessert worden. Weiter sind Bestrebungen im Gange, an die Bremszylinder der Personenwagen Verzögerungsventile anzubauen, um die Bremswirkung bei den langen Zügen gleichmäßiger zu machen und Zerrungen zu vermeiden.

Hinsichtlich des Baues von dieselelektrischen Triebwagen und Lokomotiven ist nichts Bemerkenswertes zu berichten. Eine größere Lokomotive dieser Bauart, die für den Streckendienst geeignet sein soll, ist für die New York Central-Bahn im Bau.

Die amerikanischen Eisenbahnfachleute haben bisher ihre Ausbildung zum größten Teil im praktischen Betrieb erhalten. Für manche Teilaufgaben des Eisenbahndienstes mag eine solche Ausbildung einer mehr theoretischen Vorbildung vorzuziehen sein; für den Konstrukteur — auch für den Fahrzeugkonstrukteur — ist aber diese letztere doch von wesentlicher Bedeutung. Man hat dies neuerdings auch in Amerika eingesehen und will jetzt eine engere Zusammenarbeit zwischen den Eisenbahnen und der Eisenbahnindustrie einerseits und den technischen Schulen des Landes andererseits in die Wege leiten. Wenn diesen Bestrebungen Erfolg beschieden ist, so wird man sie als das wichtigste Ergebnis betrachten dürfen, welches das Jahr 1927 für den Eisenbahn-Fahrzeugbau und das amerikanische Eisenbahnwesen überhaupt gebracht hat. R. D.

(Mech. Engineering, Januar 1928 u. Railw. Age 1928, 1. Halbj., Nr. 1.)

### Ausnutzung der Lokomotiven.

Für die Wirtschaftlichkeit des Lokomotivdienstes ist neben der konstruktiven Durchbildung der Maschinen vor allem eine gute Ausnutzung des vorhandenen Lokomotivparkes maßgebend. Wesentlichen Einfluß hierauf hat die Art der Lokomotivbesetzung, die Einteilung des Dienstes der Lokomotivmannschaft.

Bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft bildet die Regel die Doppelbesetzung, wobei die beste Lokomotivausnutzung auf einer Strecke neuerdings vielfach in der Weise erzielt wird, daß die Strecke von einer in der Mitte gelegenen Lokomotivstation aus bedient wird. In diesem Falle können die Pausen auf den

*) Organ 1927, S. 377.
**) Organ 1927, S. 229 u. 1928, S. 58.

Wendestationen so weit gekürzt werden, als es die betrieblichen und örtlichen Verhältnisse zulassen. Wird dagegen eine längere Strecke von einem Endpunkt aus bedient, so muß dem Personal auf der Wendestation eine größere Pause gewährt werden, während der die Lokomotive unausgenützt unter Feuer gehalten wird.

Die Lokomotivausnutzung wird um so günstiger, je längere Strecken ohne Maschinenwechsel durchfahren werden. Eine Grenze ist hier durch die technischen Bedingungen des Dampflokomotivbetriebes gegeben; maßgebend sind der Gütegrad der Kohle, die Größe der Rostfläche und das Fassungsvermögen des mitzuführenden Tenders. Lange Durchläufe mit mehrmaligem Personalwechsel führen jedoch zu einer wilden Besetzung, die sich hinsichtlich der Unterhaltung und des Stoffverbrauches der Lokomotive sehr ungünstig auswirkt. Dieser Nachteil wird vermieden bei einer Diensteinteilung, die seit Mitte vorigen Jahres bei den Reichsbahndirektionen Breslau, Oppeln und Osten versuchsweise angewendet wird und über das Direktor Modrze in der „Reichsbahn" berichtet. Dabei werden zehn Durchgangsgüterzugpaare mit langen Lokomotivläufen bis zu 518 km gefahren. Die Personalbesetzung ist in der Weise geregelt, daß etwa die ersten zwei Drittel der Strecke vom Stammpersonal gefahren werden, das letzte Drittel fährt ein fremdes Personal hin und zurück, worauf wieder das inzwischen ausgeruhte Stammpersonal die Lokomotive übernimmt und in die Heimat zurückfährt. Wesentlich an dieser Einteilung ist, daß die Dienstpläne der beiden Bezirke so aufeinander abgestimmt sind, daß jede Lokomotive immer von dem gleichen fremden Personal übernommen wird und somit die Vorteile einer planmäßigen Lokomotivbesetzung gewahrt bleiben. Das Versuchsverfahren ist noch nicht abgeschlossen, doch sind die bisherigen Ergebnisse befriedigend. Eine Ausdehnung dieses Verfahrens auf andere Strecken ist natürlich nur unter bestimmten örtlichen und betrieblichen Verhältnissen möglich.

A. P.

## Neuartige Schnellzugwagen der London, Midland und Schottischen Bahn.

In England werden bekanntlich — abgesehen von den Pullman-Wagen — auch in den Schnellzügen nur Abteilwagen mit Außentüren für jedes Abteil verwendet. Vielfach haben diese Wagen einen Seitengang und Übergänge mit Faltenbälgen.

Neuerdings hat nun die London, Midland und Schottische Bahn für ihre Expreßzüge zwischen London und Schottland eine neue Wagenbauart 1. Klasse beschafft, die sich an die D-Zugwagen des Festlandes anlehnt. Die Abteile dieser auf zwei Drehgestellen ruhenden Wagen sind nur noch vom Seitengang aus zugänglich; sie haben je zwei große Doppelfenster von denen aber eines herabgelassen werden kann, und sind mit großen Klapptischen ausgestattet. Die besonderen Abteiltüren an der Außenwand hat man wegfallen lassen, weil sie vielfach nicht schließen und infolge des auftretenden Luftzuges dann Anlaß zu Beschwerden geben und auch deshalb, weil die Anbringung größerer Fenster beim Abteilwagen mit Außentüren nicht möglich war. Im Gegensatz zu den D-Zugwagen des Festlandes hat jedoch der englische Wagen keine eingezogenen Vorbauten. Den Einstieg zum Seitengang vermittelt an jedem Wagenende beiderseits eine Seitentür. Zwischen diesen Eingängen und den Wagenenden liegen noch die Aborte und geschlossene Räume zur Aufbewahrung des Gepäcks.

Die Wagen sind sehr vornehm ausgestattet. Zur Polsterung sind persische Muster verwendet worden. Die Länge der Wagen beträgt 17,4 m, ihre Breite 2,74 m, der Abstand der Drehzapfen 12,34 m, der Achsstand der Drehgestelle 2,74 m und das Eigengewicht 27,5 t.

R. D.

(The Railw. Eng. 1927, November.)

## Englische Dieselmotoren für Lokomotiven und Triebwagen.

Die Firma William Beardmore & Cie. hat schon vor einigen Jahren verschiedene für Eisenbahnfahrzeuge brauchbare Dieselmotoren herausgebracht, die sich durch ihr außerordentlich geringes Gewicht auszeichneten. Derartige Motoren sind u. a. in Triebwagen der Kanadischen Nationalbahn in Verwendung*); einige davon sollen jetzt schon 160000 km ohne Ausbesserung zurückgelegt haben. Diese guten Ergebnisse haben die Firma veranlaßt, die Motorbauart noch weiter zu vervollkommnen und zwar getrennt nach den drei in Frage kommenden Verwendungsarten, als Lokomotivmotor, für schwerere Triebwagenzüge und schließlich noch für leichtere Triebwagen und Schienenkraftwagen.

*) Organ 1926, S. 173.

Die verschiedenen Motoren unterscheiden sich in der Hauptsache nur durch die Anzahl und Anordnung der Zylinder. Die Triebwagenmotoren haben außerdem etwas geringere Zylinderabmessungen. Sämtliche Motoren arbeiten kompressorlos im Viertakt mit 750 Umdr./Min. Durch sorgfältige Wahl der Baustoffe und gute Entwurfsarbeit ließ sich das Gewicht bis zu 5,9 kg/PS für die kleineren und bis zu 4,6 kg/PS für den größten z. Z. fertiggestellten Motor von 840 PS Leistung herabdrücken. Stahlguß wurde in weitestem Umfang verwendet. Das Gehäuseoberteil ist mit dem Zylinderblock zusammengegossen; das Gehäuseunterteil sitzt direkt auf der Grundplatte und trägt zugleich den Stromerzeuger. In den Zylinderblock sind die Zylinderlaufbuchsen von oben her mit Flanschen so eingesetzt, daß sie sich nach unten frei ausdehnen können. Die Kurbelwelle läuft zwischen den einzelnen Zylindern in Weißmetall-Lagern. Die Pleuelstangen sind aus Nickelstahl hergestellt, ebenso die Ein- und Auslaßventile und zwar letztere mit einem höheren Nickelzusatz als die Einlaßventile. Die Kolben bestehen aus einem gepreßten Boden aus Flußeisen und einem Mantel aus einer Aluminium-Kupferlegierung. Die Ventilsitze sind aus Chromnickelstahl hergestellt. Die Brennstoffpumpe besitzt für je zwei Zylinder des Motors einen Kolben.

Der Motor für die schwereren Triebwagen besitzt sechs, derjenige für die leichten Wagen vier Zylinder von 210 mm Durchmesser und 305 mm Hub. Der Sechszylindermotor leistet 300 PS. Die Lokomotivmotoren werden mit vier, sechs, acht und zwölf Zylindern von je 305 mm Durchmesser und Hub gebaut. Bei Leistungen von 420, 630, 840 und 1200 PS beträgt das Gewicht 2180, 2950 und 3900 kg für die drei kleineren Motoren; der Motor von 1200 PS ist erst im Bau. Die Zylinder sind bei sämtlichen Motoren senkrecht in einer Reihe angeordnet, nur die zwölf Zylinder des größten Motors sitzen paarweise in V-Form. Die ganze Länge dieses Motors, der für Lokomotiven der Kanadischen Nationalbahn bestimmt ist, beträgt 5486 mm. Über diese Lokomotiven, die elektrische Kraftübertragung erhalten sollen, werden nähere Angaben noch nicht gemacht.

R. D.

(Engineering 1927, Nr. 3201 und 3206.)

## Neue Schiebetüranordnung bei Güterwagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Bei den neuen großräumigen gedeckten Güterwagen mit Stirnwandflügeltüren (Gattungsbezeichnung Glt) und den gedeckten Fährbootwagen (Gattungsbezeichnung Gfh) der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft werden versuchsweise die Seitenwandschiebetüren mit Kugellaufrollen Bauart Dowald und Sicherungen gegen selbsttätiges Schließen bei Rangierstößen vorgesehen. Die Kugellaufrollen sind nicht, wie bisher, an den Schiebetüren unten, sondern oben angeordnet, so daß die Türen hängen.

An den neuen, für den Umsetzverkehr nach Rußland geeigneten gedeckten Güterwagen (Gattungsbezeichnung) Gr, Kennzeichen: Weiße Pufferhülsen), sind die Schiebetüren ebenfalls hängend, also mit obenliegenden Laufrollen angeordnet. Die Schiebetürrollen laufen jedoch nicht auf Kugeln, auch sind die Türen nicht gegen selbsttätiges Zufliegen gesichert.

Bttgr.

## Versuchsfahrt einer diesel-elektrischen Lokomotive vor einem Personenzug.

Die Versuchslokomotive ist von der Ingersoll-Rand Gesellschaft zusammen mit der Amerikanischen Lokomotivgesellschaft für die Erie-Bahn gebaut worden. Sie läuft, wie eine größere Zahl ähnlicher Lokomotiven, die in den letzten Jahren in Amerika vor allem zum leichteren Verschiebedienst gebaut worden sind, auf zwei zweiachsigen Schwanenhalsdrehgestellen mit Außenlagern. Jede der beiden einfach wirkenden Viertakt-Sechszylinder-Maschinen entwickelt 300 PS; mit einer Gesamtleistung von 600 PS entwickelt die Lokomotive rund 18000 kg Zugkraft bei einem Dienstgewicht von 104 t. Die elektrische Ausrüstung besteht aus zwei Gleichstrom-Erzeugern von je 200 kW Leistung und 600 V, die mit den Dieselmaschinen unmittelbar gekuppelt sind, sowie aus vier Bahnmotoren zum Antrieb der vier Achsen. Nur insoweit weist die Versuchslokomotive eine Besonderheit auf, als bei ihr die Übersetzung

zwischen Motoren und Rädern der erforderlichen höheren Geschwindigkeit angepaßt werden mußte.

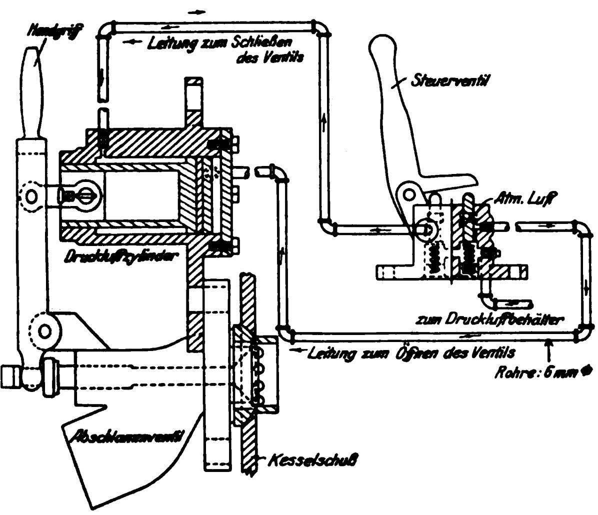
Die Versuchsfahrt erstreckte sich über eine Entfernung von 295 km und dauerte insgesamt 5 h und 30 Min.; nach Abzug von sechs Aufenthalten betrug die reine Fahrzeit 4 h und 51,5 Min. Das Gesamtgewicht des Zuges samt Lokomotive betrug 255 t, das Gewicht der vier Wagen allein also 151 t. Die Brennstoffkosten für diese Fahrt beliefen sich auf 9,54 Pfennig/km; insgesamt wurden für 28.— ℳ Treiböl und für 4.20 ℳ Schmieröl verbraucht.

Der Versuchsbericht hebt noch besonders hervor, daß die Lokomotive von einem Dampflokomotiv-Führer bedient worden sei, der nach ganz kurzer Unterweisung den vorgeschriebenen Fahrplan ohne Anstände einhalten konnte. R. D.

(Railw. Age 1927, II. Halbj., Nr. 19.)

## Kraftgesteuertes Abschlammventil für Lokomotiven.

Die Abschlamm-Vorrichtung, die von der Bird-Archer Gesellschaft in New York vertrieben wird, besteht aus zwei Teilen, dem mit Druckluft betätigten Abschlammventil selbst und einem Steuerventil im Führerhaus. Wie die Textabbildung




Abschlammventil für Lokomotiven.

zeigt, ist mit dem Abschlammventil ein Luftzylinder verbunden, in dem sich ein Differentialkolben bewegt. Wenn die Druckluft von rechts her auf die größere Kolbenfläche wirkt, öffnet sich das Ventil; umgekehrt schließt es sich leicht unter dem geringen Druck der von links her auf die kleinere Kolbenfläche wirkenden Luft, weil der Dampfdruck diese Bewegung unterstützt.

Um ein zu rasches Öffnen und Schließen des Ventiles zu vermeiden, läßt das Steuerventil im Führerhaus bei jeder Schaltung zunächst eine bestimmte Menge Druckluft auf der entgegengesetzten Kolbenseite eintreten, so daß gewissermaßen ein Luftpolster entsteht, das die Bewegung des Druckluftkolbens dämpft. Wenn erforderlich, kann das Abschlammventil auch von Hand bedient werden. R. D.

(Railw. Age 1927, 2. Halbj., Nr. 18.)

## Apparate für Spurkranzschmierung.

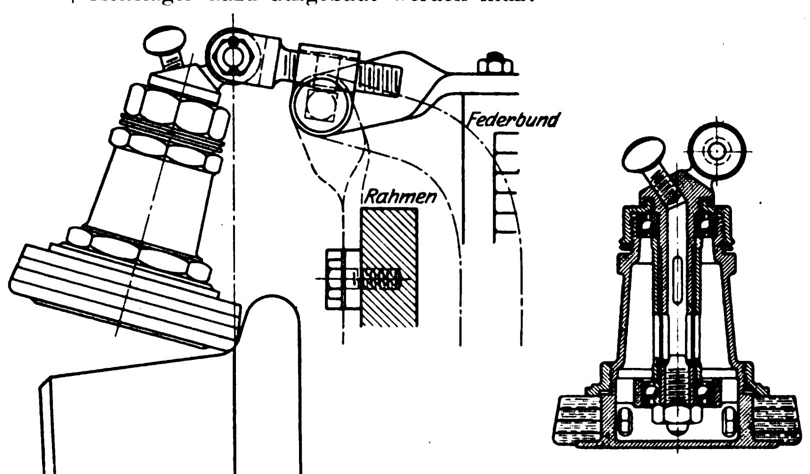
Bei mehreren französischen Bahnen werden zur Schmierung der Spurkränze der Vorderräder der Lokomotiven Schmierapparate, einer neuen Bauart „Buclon" verwendet. Die Vorrichtung (siehe Textabbildung) besteht aus einem Ölgefäß, das auf Kugellagern um eine einstellbare, gegen die Lotrechte etwas geneigte Achse drehbar ist und an seinem unteren Rande Lederringe trägt, die durch Kapillarwirkung mit Öl durchtränkt werden. Das Ölgefäß wird von einem den Radsatz überragenden Halter getragen, der auf dem Federbund oder Achslagergehäuse usw. befestigt ist. Die Lederringe des Ölgefäßes werden gegen die Hohlkehle des Spurkranzes gedrückt, so daß das Schmiergefäß umzulaufen beginnt, sobald das Rad sich dreht. Die Zentrifugalkraft verstärkt noch die Durchtränkung der Lederringe mit Öl.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß es selbst auf einer sehr kurvenreichen Strecke genügte, wenn die beiden Räder der Vorderachse der Lokomotive mit Buclonapparaten versehen wurden um die Abnützung von Rad und Schiene wesentlich einzuschränken. Nach den bisherigen Erfahrungen haben sich die Apparate bewährt. So legte z. B. auf der Strecke Mende—la Bastide eine mit Schmiereinrichtung versehene Lokomotive 24000 km zurück, ohne daß die Radabnützung das zulässige Maß überschritt. während eine Lokomotive ohne Schmiereinrichtung bis jetzt nur 3000 km zurücklegen konnte. Auf einer Strecke der Südbahn wurden Vergleichsversuche zwischen dem Buclonapparat und älteren Schmierapparaten durchgeführt. Der Buclonapparat verbrauchte in 30 Tagen 1,9 kg Öl für 2046 km, der Apparat anderer Bauart dagegen 2.9 kg Öl für 1957 km. Die Abnützung des mit Buclonapparat versehenen Rades war mit gewöhnlichen Meßmitteln nicht feststellbar, die des mit dem anderen Apparat versehenen Rades betrug dagegen 1,2 mm. Eb.

(Guiraud, Bull. du Congrès des Ch. d. F. Oktober 1927.)

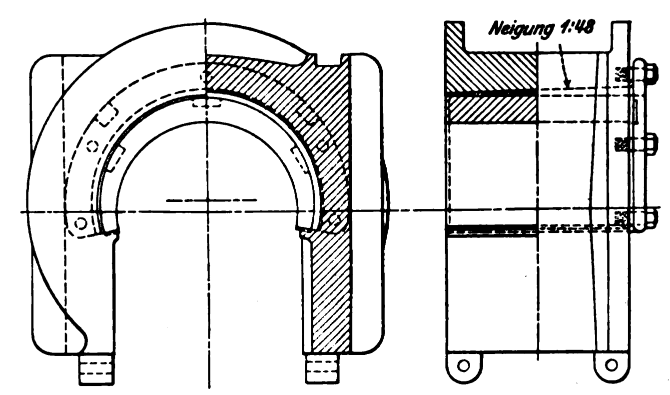
## Treibachslager mit nachstellbarer Lagerschale.

Bei dem von Morris B. Brewster in Chicago hergestellten „James"-Treibachslager kann die Abnützung der Rotgußlagerschale durch Nachstellen ausgeglichen werden, ohne daß das Achslager dazu ausgebaut werden muß.




Vorrichtung zur Spurkranzschmierung.

Die Bauart des Achslagers ist aus der Textabbildung ersichtlich. Die Rotgußlagerschale umfaßt den Achsschenkel bis unterhalb der Achsmitte. Zwischen ihr und dem Achslagergehäuse sitzt ein halber konischer Ring, der mittels fünf Schrauben von der Innenseite des Rahmens aus nachgezogen werden kann. Die Schraubenbolzen sind im Achslagergehäuse zum Schutz gegen ein




Treibachslager mit nachstellbarer Lagerschale.

etwaiges Loswerden eingeschweißt. Sobald die Lagerschale entsprechend abgenützt ist, wird zunächst der konische Ring und sodann die Lagerschale selbst ausgebaut. Diese wird an den beiden Flügeln nachgearbeitet und dann mittels des konischen Ringes wieder fest eingepreßt.

Die beschriebene Ausführung des Achslagers soll es gestatten, die Rotgußlagerschalen bis zu einer ganz geringen Stärke herab abzunützen. R. D.

(Railw. Age 1927, 2. Halbj., Nr. 18.)

# Buchbesprechungen.

**Eisenbahnbetriebslehre.** Ein Handbuch für Studierende und Lehrer des Eisenbahnwesens. Unter Mitwirkung von Reichsbahnoberrat Manker, bearbeitet von Dr. Ing. Heinrich, Präsident der Reichsbahndirektion Halle. Berlin 1928. Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn. Berlin W 8. Format DIN A 5. 588 Seiten mit 18 Textabbildungen und 13 Anlagen. Gebunden 15,00 *R.M.*

Die „Eisenbahnbetriebslehre" ist nach kurzer Zeit bereits in dritter Auflage erschienen. Dies ist ein Beweis dafür, daß das Werk infolge seiner klaren Darstellung und seines umfassenden und zuverlässigen Inhalts zum Gemeingut aller im Eisenbahnbetriebe Stehenden geworden ist. Da aber die Eisenbahnbetriebswissenschaft sehr lebendig ist und auf den Gebieten der Rationalisierung und des technischen Fortschritts in den letzten Jahren viel geleistet worden ist, so ist auch in der vorliegenden dritten Auflage der Stoff bedeutend erweitert und auf den neuesten Stand gebracht.

Ein besonderer Unterabschnitt „Rationalisierung" ist eingefügt worden, der uns zunächst mit den Richtlinien dieser Bestrebungen bekannt macht. Im einzelnen werden die Hilfsmittel der Rationalisierung: Statistik der Leistungen, Arbeits- und Zeitstudien, Betriebskostenermittlung, Betriebswirtschaftliche Wertung der Strecken, Wirtschaftlichkeitsstatistik der Verschiebebahnhöfe, sowie die Dienststellenbewertung in ihren Grundzügen und ihrer Anwendung erörtert. Die Grundlagen der Rationalisierungsmaßnahmen sind hier so klar dargestellt, daß dieser Unterabschnitt als eine ausgezeichnete Einführung in dieses Gebiet erscheint.

Die Änderung der Bau- und Betriebsordnung vom 15. Mai 1926, die durch die Einführung der Tonnenbremsung nach Beendigung der Versuche mit der Kunze-Knorrbremse veranlaßt wurde, erforderte eine vollständige Änderung des Abschnitts über „Die Zugbildung nach Sicherheitsrücksichten". Die Zugstärken und ihre zulässigen Höchstgeschwindigkeiten nach den neuen Vorschriften werden an der lebendigen Kraft gemessen und mit den bisherigen verglichen. Man hat gegen früher etwas größere Grenzwerte für die lebendige Kraft der Züge zugelassen, seitdem die Verbesserung des Oberbaues durchgeführt ist, die Wegübergänge durch Autowarnzeichen gekennzeichnet und die Brems- und Signaleinrichtungen vervollkommnet sind. Die neuen Bremstafeln und ihre Handhabung, die Einzelheiten der Hand- und Luftbremseinrichtungen ohne Rücksicht auf die konstruktive Durchbildung, sowie die Bedeutung der Kunze-Knorrbremse für die Sicherheit des Güterzugbetriebs werden in der neuen Auflage besprochen. Die Ausführungen über die Berechnung der Anzahl der Bremsen sowie über deren Verteilung sind durch ein Merkblatt für den Dienst noch besonders an Beispielen erläutert.

Eine Umänderung hat weiterhin das Kapitel über „Halten der Züge auf freier Strecke" erfahren. Hier sind merkblattartig die vom Zugpersonal zu ergreifenden Maßnahmen für die am häufigsten vorkommenden Fälle zusammengefaßt.

Zufolge der am 1. 10. 27 in Kraft getretenen neuen Unfallmeldevorschriften hat auch der Abschnitt über „Betriebsunfälle" eine andere Fassung erhalten. Durch die Umarbeitung der Kapitel über Einrichtung und Bemannung, über Hin- und Rückfahrt der Hilfszüge, sowie über die Untersuchung der Unfälle wurde in dem Handbuche eine beachtenswerte Verbesserung erreicht. Auch der nächste Abschnitt „Kleinwagenfahrten" wurde erheblich umgestaltet, da die Kraftwagenbenutzung auf den Schienen zugenommen hat.

Neben diesen größeren Änderungen wurden durch die Schaffung neuer und die Umarbeitung vorhandener Kapitel, sowie durch kleinere Zusätze die besonderen Erfahrungen verwertet, die Präsident Heinrich bei der Untersuchung des Betriebszustandes der Deutschen Reichsbahn durch umfangreiche Reisen im Gebiete aller Reichsbahndirektionen im Jahre 1926 gewonnen hat. Die Fachwelt ist daher dem Verfasser zu großem Dank verpflichtet, daß er als einer der führenden Männer auf dem Gebiete des Betriebsdienstes seine neuesten Erfahrungen gleich wieder durch Veröffentlichung zum Nutzen des Fortschritts bekanntgibt.

Aber auch für diejenigen, die zur eingehenden Behandlung der Fragen des Eisenbahnbetriebs aus den Quellen schöpfen wollen, bietet das Werk durch ein ausführliches Literaturverzeichnis ein ausgezeichnetes Hilfsmittel, so daß das ganze Werk für Ausübung und Forschung von grundlegendem Wert ist.

Obwohl die umfangreiche Erweiterung und Änderung der dritten Auflage gegenüber der zweiten eine Vermehrung um rund 116 Seiten nötig machten, ist der Preis gleich geblieben; auch die bewährte gute Ausstattung des Buches wurde beibehalten. Prof. Dr. W. Müller, Dresden.

**„Hütte", des Ingenieurs Taschenbuch.** 25. neu bearbeitete Auflage, III. Band, Bauingenieurwesen. Berlin 1928, Verlag Wilhelm Ernst und Sohn. Preis in Leinen 15,60 *R.M.*

Der vorliegende Band, mit dem die Jubiläumsausgabe der „Hütte" inhaltlich (bis auf das angekündigte Gesamt-Sachverzeichnis) nun vollständig ist *), bringt auf 1169 Seiten einen umfassenden Überblick über fast alle Zweige des Bauingenieurwesens. Für den umfangreichen Abschnitt „Eisenbahnwesen" zeichnet als Hauptbearbeiter Dr. Ing. e. h. Hammer, Direktor der Reichsbahngesellschaft. Von seinen Mitarbeitern seien Heineck, Herwig, Gerstenberg, Usbeck, Prof. Müller-Berlin, Mertz und Neesen genannt. Im Kapitel „Bahnbau" wurden u. a. der neue Reichsbahnoberbau dargestellt und die Berechnung der Ablaufberge eingefügt. Ein Kapitel „Sicherungsanlagen" ist neu aufgenommen worden, ebenso Ausführungen über elektrische Bahnanlagen, Stromversorgung und Streckenausrüstung. Im Unterabschnitt „Eisenbahnfahrzeuge" sind elektrische Lokomotiven und Triebwagen, ferner Öllokomotiven und Öltriebwagen zum ersten Male behandelt worden. Die Ausführungen über Eisenbahnfahrzeuge im allgemeinen, Dampflokomotiven und Eisenbahnwagen sind von Grund auf umgearbeitet. Bei den Dampflokomotiven wurden u. a. die neuen Strahlschen Untersuchungen berücksichtigt. Völlig neu bearbeitet ist das Kapitel „Eisenbahnwerkstättenanlagen", das Lokomotivwerke für Dampf- und elektrische Lokomotiven, ferner Ausbesserungswerke für Triebwagen, Personen- und Güterwagen, sowie Allgemeinwerkstätten und Zentralwerkstätten umfaßt. Durch zahlreiche Ausführungsbeispiele ergänzt wurden die Unterabschnitte „Zahnradbahnen und Seilbahnen". Den Schluß des Abschnitts „Eisenbahnwesen" bildet ein Kapitel über „Straßen- und Stadtschnellbahnen", in dem Planung, Bahnbau und Fahrzeuge dargestellt sind.

Schon aus dieser Aufzählung erkennt man, daß sich der vorliegende Band auf der Grenze zwischen dem Maschinenbau und dem Bauingenieurwesen bewegt. In manchen Abschnitten, wie z. B. Eisenbahnwerkstätten, Elektrische Bahnanlagen, Zahnradbahnen, Seilbahnen, Straßen- und Stadtschnellbahnen werden beide Fachrichtungen aus dieser glücklichen Mischung Nutzen ziehen, da sie beide Teile anregt. Im Abschnitt „Oberbau" weist die neueste Entwicklung darauf, künftig die Gleisarbeiten, namentlich die mit Maschinen, angemessen zu berücksichtigen, um den maschinentechnischen Einschlag gleichmäßig herzustellen.

Alles in allem schließt sich der vorliegende Schlußband seinen Vorgängern würdig an. Auswahl und Behandlung des Stoffes, Text und Abbildungen, Druck und Ausstattung sind vorzüglich, so daß ein wohl abgerundetes Werk entstanden ist, das den hohen Ruf der „Hütte" im In- und Auslande bewahren wird.

Dr. Bl.

*) Der bereits erschienene 4. Band ist in Heft 14 vom Jahre 1927 besprochen.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.



# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss**, Dresden

**83. Jahrgang** **1. Juli 1928** **Heft 13**


## Oberbauberechnung der russischen Bahnen.


Von Dr. Ing. **Saller**, Direktor bei der Reichsbahn Regensburg.


Der wissenschaftlich-technische Ausschuß des Volkskommissariats für Verkehrswesen in Moskau ist kürzlich mit dem 54. Heft seiner Veröffentlichungen herausgekommen. Es betrifft: „Oberbauberechnungen“ und zwar die Arbeiten des Ausschusses im Jahre 1926. Es handelt sich um ein stattliches Heft von 132 Seiten. Seine Durchsicht ist besonders anregend. Es wurde früher schon an anderer Stelle die Anschauung vertreten, daß in Rußland wissenschaftlich überaus fleißig gearbeitet wird, obwohl die Mittel der Ausführung und der Unterhaltung überaus knapp sind und die Verwirklichung theoretischer Fortschritte nur in beschränktem Umfange möglich ist. Diese Anschauung wird in besonderem Maße durch das vorliegende Heft bestätigt. Es enthält außer einigen Sitzungsberichten den vom Volkskommissariat f. V. veröffentlichten „Entwurf einer Anweisung für die Berechnung der Spannungen in den einzelnen Teilen des Oberbaues und der größten zulässigen Zuggeschwindigkeiten in Abhängigkeit vom Gleis“, dann eine Arbeit von Ing. Mischtschenko über „die Frage der dynamischen Schienenberechnung“, die bei der Unzugänglichkeit des russischen Schrifttums, auch auf dem Gebiete der Oberbauberechnung, einen guten Überblick über den Stand der von der unsrigen ja vielfach unabhängig entwickelten Wissenschaft russischer Oberbauberechnung gibt. Weiter folgt, eingeleitet durch eine Art Vorwort des Veteranen auf dem Gebiete russischen Oberbaus, Boguslawsky, eine recht bedeutsame Arbeit von Ing. Kratschkowsky über „Oberbauberechnung bei der Annahme einer Lastenreihe mit Hilfe von Einflußlinien“, die an Hand überaus weitläufiger Berechnungen vier einfache Zahlentafeln aufstellt, auf Grund deren sich in einfachster Weise bei Annahme von nachgiebigen Schwellenauflagern für eine Gruppe von Lasten das größte Moment und der Auflagerdruck auf die Schwelle in einem Schienenquerschnitt angeben läßt. Die Arbeit ergänzt das grundlegende Werk „die Berechnung des Eisenbahnoberbaues“ von Dr. Zimmermann in wertvoller Weise für die Anwendung dahin, daß die Berechnung der Momente und Auflagerdrücke nicht mehr nur für Einzellasten, sondern für Lastenreihen und nicht mehr nur für das gleichmäßig unterstützte, also als Langschwellenoberbau gedachte Gleisband, sondern für Querschwellenoberbau in einer bequemen Form ermöglicht wird. Am Schlusse kommt noch ein mehr kritischer Aufsatz von Sergejew, der zu dem oben angeführten, jetzt in Rußland geltenden Entwurf der Oberbauberechnung prüfend Stellung nimmt und dabei einige recht wertvolle Kenntnisse und vom Standpunkte unserer Verhältnisse eigenartige Eindrücke vom augenblicklichen Stand des russischen Oberbaues vermittelt.

Es soll in folgendem Aufgabe sein, aus diesem umfangreichen Stoff ein Gesamtbild von der Entwicklung russischer Oberbauberechnung bis zum letzten Abschnitt, dem vom Kommissariat veröffentlichten Oberbauberechnungsentwurf, von den neuesten Fortschritten, die diese Entwicklung durch die offenbar über die Grenzen Rußlands hinaus bedeutsame Ausarbeitung der Kratschkowskyschen Einflußlinien und Zahlentafeln erfahren hat, zu geben und schließlich an Hand des ganzen vorliegenden Heftes gewisse Einblicke in den derzeitigen russischen Oberbau, die heute hauptsächlich maßgebenden Schienenformen, Schwellen und Befestigungsmittel und in den Stand der Bettungsfrage zu vermitteln. Gerade bei der derzeitigen, auf mehr als ein Jahrzehnt zurückreichenden Abgeschlossenheit Rußlands wird sich hierbei eine sehr fühlbare Lücke in der Kenntnis der Oberbauverhältnisse fremder Länder für uns schließen können. Die eingehende Durcharbeitung des Heftes ist auch besonders geeignet, zum Bewußtsein zu bringen, wie sehr freiwillige oder erzwungene Absonderung und Unkenntnis dessen, was in anderen Bereichen schon geleistet worden ist, dazu verleiten kann, fehlerhafte Richtungen einzuschlagen.

Das russische Fachschrifttum besitzt gründliche Werke über Eisenbahnoberbau von Professor Petrow*), die leider unter gegenwärtigen Umständen für uns unzugänglich zu sein scheinen. Petrow spielt dabei für Rußland ungefähr die Rolle wie bei uns Dr. Zimmermann, nur mit dem Unterschiede, daß Petrow auch die dynamische Seite der Sache, also auch z. B. die von Unebenheiten der Fahrbahn und von Unregelmäßigkeiten der Fahrzeuge herrührenden Stoßwirkungen in seine Bearbeitung einzubeziehen sucht. Daß diese bei uns ja auch schon einigermaßen weit gediehenen, dynamischen Theorien sich durchwegs in so verwickelte Formen kleiden, daß sie für die Ausübung nicht verwendbar sind, scheint in Rußland bei dem dortigen Autoritätsbedürfnis weniger leicht eingesehen zu werden als bei uns. Weit mehr als bei Dr. Zimmermann scheint sich bei Petrow ein Umstand störend geltend zu machen: nämlich daß sich, wenn man seine Theorien zur Feststellung dynamischer Durchbiegung und der Geschwindigkeit in lotrechter Fläche benutzen will, ungeheuerliche Formeln ergeben, mit denen die Ausübung schon bei nur einem bewegten Rad nichts Rechtes anfangen kann. Die Rechnung wird außerordentlich verwickelt, erfordert viele Zahlentafeln und eine große Menge Rechnungen, wobei ein einmal für einen gegebenen Querschnitt gemachter Fehler sich auch auf die Weiterrechnung überträgt. Dabei gibt das Verfahren nach Professor Petrow auch keine einfachen Formeln für die Beziehungen zwischen Last, Elastizität der Schienen und Unterlagen, Geschwindigkeit usw. Mit ungleich mehr Begründung als bei Dr. Zimmermann haben sich daher auch bei Petrow Fachleute gefunden, die an eine Vereinfachung gingen und zwar war dies vor allem Ing. Cholodezky. Dieser wies insbesondere nach, daß es nicht angängig sei, mit einer Einzellast zu rechnen, sondern daß auch die Nachbarlasten einbezogen werden müßten, weil dadurch die Rechnungsergebnisse wesentlich beeinflußt werden. Durch diese Einbeziehung wird das Moment verkleinert und der Druck, der von der Schiene auf Schwelle und Bettung weiter geht, größer. Es ist das ein Ergebnis, das auch anderweitig bekannt ist, wenn es auch bei uns nicht als maßgebend für die Berechnung des Schienenquerschnittes, sondern mehr nur für die Berechnung der zulässigen Gewichte bei Lastengruppen, z. B. Lokomotiven, verwertet wird. Für die Berechnung des Schienenquerschnitts ist und bleibt unter allen Umständen die Einzellast, wie sie

*) „Druck der Räder auf die Eisenbahnschienen, Festigkeit der Schienen und Widerstandsfähigkeit des Gleises (Ausgabe 1915) u. a.

auch in Lastenzügen vorkommen kann, und das Zimmermannsche Rechnungsverfahren maßgebend. Cholodezky setzt unter vereinfachenden Annahmen die Auflage der Schienen auf elastischen Einzelstützen voraus. Professor Timoschenko, der auch bei uns, vor allem im mathematischen Schrifttum, einen guten Namen hat, brachte noch eine weitere Vereinfachung der Bestimmung des dynamischen Momentes, indem er die Schiene auf durchgehender Unterlage (Langschwelle) ruhend annimmt. Der Fehler soll hierbei für russische Schienen und Bettung und für das Moment nicht über 11 v. H. hinausgehen und für den Druck auf die Bettung noch geringer werden.

Zur Frage der dynamischen Wirkung der Lokomotivräder unter Einwirkung des bewegten Triebwerkes bestehen zahlreiche Arbeiten des auch bei uns bekannten Prof. Lomonossoff.

Eine bemerkenswerte Seite dieser russischen Oberbauberechnungen ist, daß sie zu einer sog. kritischen Zuggeschwindigkeit führen, die nach den Arbeiten Petrows 75 km/Std. betragen und im allgemeinen zwischen 67 und 87 km/Std. zu suchen sein soll, während bei noch größeren Geschwindigkeiten die Beanspruchung des Oberbaues dann wieder abnehmen soll. Daß dieses Ergebnis der Wirklichkeit widerspricht und daß eine solche kritische Geschwindigkeit am Oberbau allgemein nicht festzustellen ist, blieb natürlich auch den Russen nicht verborgen, aber immer wieder taucht dieser Begriff der kritischen Geschwindigkeit auf. Die Annahme, daß bei bestimmten Achsenfolgen alle Schwingungsanlässe zu bestimmten, kritischen Geschwindigkeiten führen können, liegt an sich nahe, aber die Größe dieser Geschwindigkeit ändert sich von Fall zu Fall und bei Häufung der Schwingungsanlässe, die ja die Regel bildet, heben sich die Wirkungen gegenseitig auf. Weiter erscheint es an sich unzulässig, aus Oberbauberechnungen, die wie die Petrowschen die Schiene gewichtslos annehmen, zuverlässige Schlüsse auf dynamische Wirkungen machen zu wollen. Auch müssen alle Schwingungsberechnungen am Oberbau, wie nach dem Vorgang Mariés bekannt geworden ist, die Reibung und Dämpfung einführen*).

Noch ein anderer Fehler, der aus einer Verkennung der dynamischen Einwirkung der bewegten Lasten entspringt, spukt in der russischen Oberbautheorie. Ein Stoßdruck wird bekanntlich am unschädlichsten von Bauteilen aufgenommen, die große, elastische Nachgiebigkeit besitzen und dadurch die äußere Stoßarbeit in elastische, innere Formänderungsarbeit umzusetzen vermögen. Aber dieser für ortfeste, stoßende Lasten zweifellos geltende Satz darf nicht unbesehen auf bewegte Lasten übertragen werden. Je nachgiebiger und elastischer ein Oberbau ist, desto größer werden die unter der Einwirkung der Verkehrslasten selbst sich bildenden Eindrücke sein, desto größer wird aber auch der Spielraum für die tatsächlich unvermeidlichen Unregelmäßigkeiten und Schwankungen in diesen Eindrücken ausfallen. Es ist also in Wirklichkeit beim Eisenbahnoberbau nicht so sehr Wert darauf zu legen, die Nachgiebigkeit groß zu machen, als für möglichste Gleichmäßigkeit dieser Nachgiebigkeit zu sorgen. Das weist in Wirklichkeit darauf hin, die erwünschte Federung der Hauptsache nach in die Fahrzeuge zu legen und dem Oberbau eine solche Beschaffenheit zu geben, daß er, ohne als starrer Träger ausgebildet zu sein oder bei zu harter Bettung (z. B. bei Frosteinwirkung) auf starrer Unterlage zu ruhen, die Einwirkungen der Verkehrslasten mit gleichmäßigen und daher tatsächlich nicht zu großen Formänderungen soweit bewältigt, daß hierbei eine entsprechende Schonung des Oberbaues und der Betriebsmittel und für die Reisenden ein sanftes Fahren erzielt wird. Eine nicht zu große, gleichmäßige, elastische Durchbiegung auf die ganze Länge des Schienenstranges ist das Erfordernis, das vom dynamischen Gesichtspunkt an den Oberbau gestellt werden muß*).

Es ist merkwürdig zu beobachten, welche Verwirrung die Verkennung dieses Gesichtspunktes und der Versuch, die Gesichtspunkte ortfester Last einfach auf bewegte Last zu übertragen, in der russischen Oberbautheorie angerichtet hat. Man findet hier ganz ernsthaft die Behauptung erörtert, daß ein nachgiebiger Oberbau mit geringer Querschwellenzahl und mit Bettung von geringer Bettungsziffer dynamisch einem auf mehr Schwellen und widerstandsfähigerer Bettung gelagerten vorzuziehen sei. Es wird also in der Theorie hier ganz ernsthaft vorgeschlagen, zur Erhöhung der Biegsamkeit des Oberbaues leichte Schienen, wenige Schwellen und nachgiebige Bettung anzuwenden. Es ist merkwürdig, wie hier selbst von einzelnen, anscheinend ausübenden Ingenieuren der Grundsatz verfochten wird, daß Bettung mit geringer Bettungsziffer, also nach unserer Anschauung schlechte Bettung, der mit hoher Ziffer vorzuziehen sei. Petrow berechnet, daß bei doppelter Vergrößerung der Bettungsziffer die gefürchtete Stoßwertziffer um 42 v. H. zunehme und zieht daraus seine Folgerungen. Da in Rußland allgemein Sandbettung vorherrscht und die Bettungsverhältnisse innerhalb des letzten Jahrzehnts sich aus naheliegenden Gründen noch verschlechtert haben, so besteht allerdings wenig Gelegenheit zu gegenteiligen Erfahrungen und Beobachtungen. Man findet in dem vorliegenden Oberbauheft anscheinend von ausübender Seite offen die Forderung vertreten, daß man, da der Ingenieur allgemein mit der ungünstigsten Beanspruchung rechnen müsse, die Oberbauberechnung auf den Fall einer hohen Bettungsziffer einstellen müsse, wie solche in russischen Verhältnissen, höchstens mit Ausnahme des Südens, für die Zeit des Frostes zu erwarten sei. Man solle also, während in Rußland sonst Bettungsziffern in der Höhe von 3 und 4 oder, schon zu hoch, 5 anzunehmen seien, für den ungünstigsten Fall des Winterfrostes $C = 8$ bis 9 rechnen. Die Erkenntnis, daß die Gefahr des Frostes, die sich an Hand der Schienenbruchstatistik ja klar nachweisen läßt, nicht in der Erhöhung der Bettungsziffer, sondern in der Verschiedenheit der Höhe der Frosthügel, insbesondere bei Frostaufgang zu suchen ist, scheint in Rußland noch keineswegs durchgedrungen zu sein. Man muß, um dies zu verstehen, allerdings mit russischen Verhältnissen rechnen, wo das allgemeine Gefrieren der Bettung förmlich als eine ständige Eigenschaft des Oberbaues zu betrachten ist. Daß die praktischen Ergebnisse diesen theoretischen Auswüchsen widersprechen, scheint allerdings durchzudringen. Man schiebt die Unstimmigkeit auf ungenügende Ausarbeitung der Oberbauberechnungen und das Fehlen von Versuchen.

Wie oben schon angeführt wurde, hat die auf Einzellasten zugeschnittene Berechnung gegenüber Lastenreihen den Nachteil, daß sie zu große Momente und zu geringe Schienendrücke ergibt. Es ist tatsächlich nicht vertretbar, diese Einzellastberechnung für Berechnung der für Lastenreihen, z. B. Lokomotiven, zulässigen Achsdrücke u. a. anzuwenden. Es handelt sich hier nicht etwa um Fehler, die man vernachlässigen kann, sondern, wie in der Arbeit von Kratschkowsky an Beispielen nachgewiesen wird, um Fehler, die bei Momenten bis 48 v. H., ja nach anderweitigen Angaben bis 60 v. H. und mehr ansteigen können. Auch bei den Schwellendrücken können unter Umständen große Abweichungen (bis zu 44 v. H.) vorkommen. Man kann die Oberbauberechnung für Lastenreihen entweder mit Prof. Timoschenko für durchgehende, elastische Lagerung (Langschwelle) oder nach Clapeyron für elastische Einzelstützen durchführen. Die zweite Annahme kommt natürlich der Wirklichkeit näher und da die Abweichungen der Ergebnisse beider Rechnungsverfahren, wie Boguslawsky in

*) Auch der Verfasser hat u. a. im Organ 1922, Heft 6 hierauf eingehend hingewiesen.

*) Dr. Saller, Stoßwirkungen an Tragwerken und am Oberbau im Eisenbahnbetriebe. Kreidel 1910, S. 49.



einer Zusammenstellung nachweist, recht bedeutend sind, so verdient das Verfahren der elastischen Einzelstützen den Vorzug. Dieses bei Anwendung der Clapeyronschen Formeln ungemein umständliche und schwerfällige Verfahren durch Aufstellung von vier einfachen Zahlentafeln äußerst vereinfacht und auf Lastenreihen anwendbar gemacht zu haben, ist das Verdienst Kratschkowskys und eine bedeutsame Ergänzung des Zimmermannschen Werkes über Oberbau-

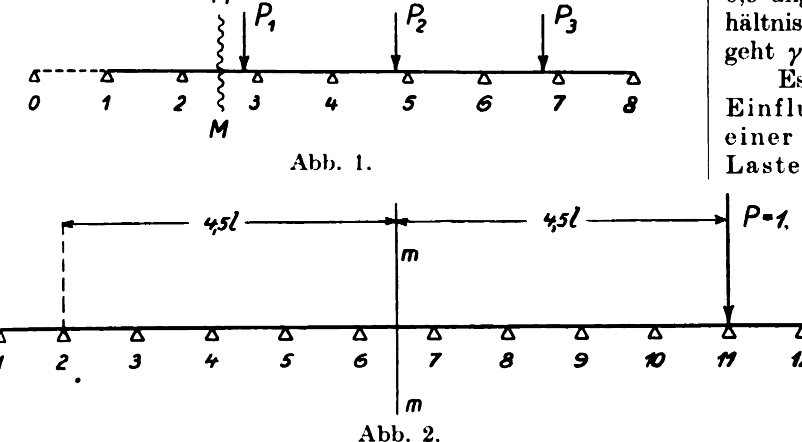


Abb. 1.

Abb. 2.

berechnung. Man braucht darnach den Einfluß der Nachbarlasten nicht mehr durch unsichere Wertziffern einzuschätzen, sondern kann ihn mit verhältnismäßig großer Sicherheit rechnerisch erfassen. Es handelt sich einmal um zwei Zahlentafeln für Momente inmitten eines Schwellenabstandes und zwar die eine für den Fall, daß die Lasten zu beiden Seiten des untersuchten Querschnitts stehen, und die andere für den Fall, daß die Lasten nur auf einer Seite des untersuchten Querschnitts stehen, also für sog. Randlasten. Ebenso finden sich weiter zwei Zahlentafeln für den Schienendruck auf die Schwelle und zwar auch hier wieder je eine für den Fall, daß die Lasten sich beiderseits des Querschnitts verteilen und eine für einseitige Lastenverteilung. Auf die bei Anwendung Clapeyronscher Formeln überaus umständliche Art der Berechnung dieser Tafeln brauchen wir hier nicht einzugehen. Es genüge darauf hinzuweisen, daß der Kunstgriff angewendet wird, spiegelgleich dicht stehende Reihen von Einheitslasten und Einheitsschwellenabstände einzuführen; weiter wird angenommen, daß weiter als 4,5 Schwellenfächer vom untersuchten Querschnitt abstehende Lasten keinen Einfluß mehr ausüben; endlich werden dann in der Ergebnisgleichung alle Lasten mit Ausnahme der gefragten gleich Null gesetzt. Behufs Herstellung der Übersichten wurden Einflußlinienschaubilder, die also bei beiderseitigen Lastenverteilung zum untersuchten Querschnitt beiderseitig spiegelgleich, bei einseitiger Lastenverteilung aber nur einseitig verlaufen, in ganz großem Maßstabe gezeichnet. Aus ihnen wurden dann durch Abgreifen der Maße die Übersichten zusammengestellt, deren Anwendung sich am besten durch die Vorführung einige Beispiele ergibt.

Für einseitige Lastenverteilung ist aus Gründen, die hier nicht weiter ausgeführt zu werden brauchen, der untersuchte Querschnitt im zweiten Schwellenfelde angenommen (Abb. 1). Hier wird also die erste Last aufgestellt und die übrigen folgen nach ein und derselben Seite, hier rechts. Für zweiseitige Lastenverteilung wird der untersuchte Querschnitt in die Mitte eines auf 12 nachgiebigen Stützen ruhenden Trägers gelegt (Abb. 2). Die übrigen Lasten verteilen sich zu beiden Seiten. Es ergibt sich dann für die Erstellung der Tafeln bei der beiderseitigen Lastenstellung das Schaubild Abb. 3 und ebenso für einseitige Lastenstellung das Schaubild Abb. 4. Die den Einflußlinien beigefügten Zahlen stellen den Zimmermannschen Nachgiebigkeitswert der Fahrbahn dar: $\gamma = \frac{6\,E\,J}{l^3\,D}$. Dabei ist $D = \alpha \frac{a\,b}{2}\,C$, wo a die Schwellenlänge, b die Breite des Schwellenauflagers, C die Bettungsziffer und $\alpha$ ein Wert ist, der den Einfluß der Schwellenbiegung schätzt und nach Petrow zu 0,9 angenommen wird. $\gamma$ bewegt sich in gewöhnlichen Verhältnissen zwischen 0,75 und 6. Bei sehr kräftigen Schienen geht $\gamma$ bis 8.

Es ergibt sich dann Übersicht I*) der Ordinaten der Einflußlinien für das Moment in der Feldmitte bei einer zum untersuchten Querschnitt beiderseitigen Lastenstellung.

Die Einflußlinien haben hier zwei spiegelgleiche Zweige. $\gamma$ ist dabei zunächst zu 0,75 dann von Einheit zu Einheit bis acht steigend angenommen. x bezieht sich, in Zehnteln abgestuft, auf die Anzahl der Schwellenfelder. Zwischenwerte von $\gamma$ und x werden geradlinig eingeschaltet. Bei den $\gamma$ ist angeregt, die Tabelle künftig auch noch für halbe Einheiten zu ergänzen.

Ebenso Übersicht II der Ordinaten der Einflußlinien für das Moment in der Feldmitte bei einer zum untersuchten Querschnitt einseitigen Lastenstellung.

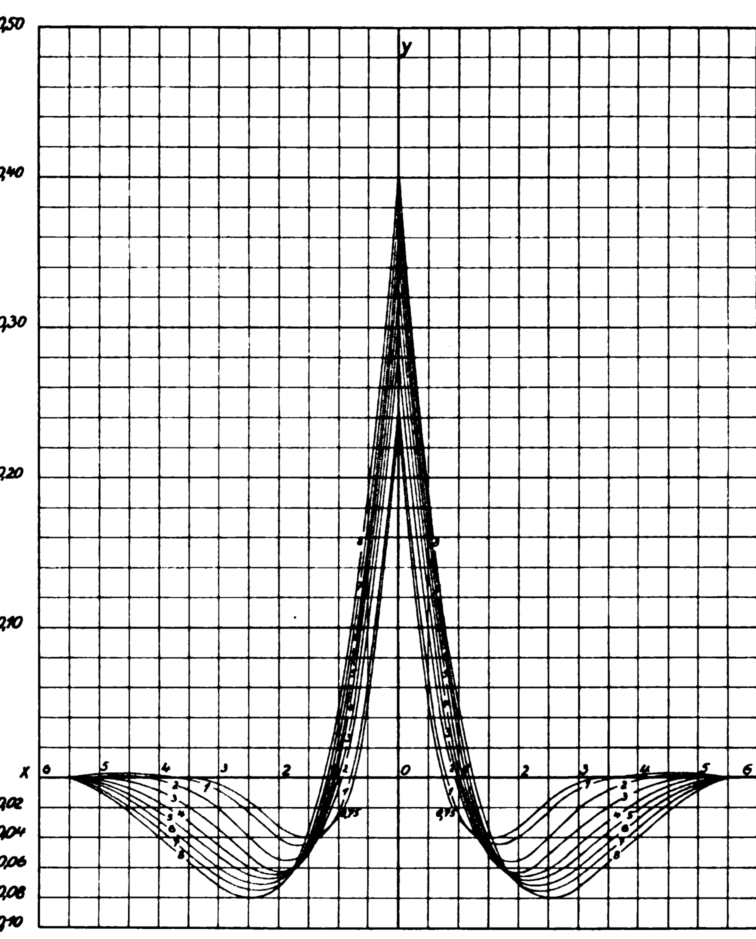


Abb. 3.

Um die Anwendung der Zahlentafeln zu zeigen, seien einige Beispiele wiedergegeben, die einen Vergleich zwischen

*) Es kommt natürlich sehr auf die Zuverlässigkeit dieser Zahlenreihen an. Sie sollen aber nachgeprüft und verläßlich sein.

### Übersicht I
der Ordinaten der Einflußlinien für das Moment in Feldmitte bei Lage der Lasten beiderseits des untersuchten Querschnitts. Die Einflußlinien haben zwei spiegelgleiche Zweige.

| x \ γ | 0,75 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | + 0,24075 | + 0,25453 | + 0,29215 | + 0,31752 | + 0,33807 | + 0,35506 | + 0,36780 | + 0,38317 | + 0,3937 |
| 0,1 | + 0,2029 | + 0,2160 | + 0,2521 | + 0,2767 | + 0,2969 | + 0,3135 | + 0,3267 | + 0,3410 | + 0,3515 |
| 0,2 | + 0,1651 | + 0,1774 | + 0,2121 | + 0,2356 | + 0,2558 | + 0,2720 | + 0,2851 | + 0,2987 | + 0,3094 |
| 0,3 | + 0,1273 | + 0,1389 | + 0,1721 | + 0,1947 | + 0,2147 | + 0,2305 | + 0,2436 | + 0,2565 | + 0,2672 |
| 0,4 | + 0,0895 | + 0,1003 | + 0,1322 | + 0,1537 | + 0,1735 | + 0,1890 | + 0,2021 | + 0,2143 | + 0,2250 |
| 0,5 | + 0,0517 | + 0,06183 | + 0,09230 | + 0,11280 | + 0,13240 | + 0,14750 | + 0,16060 | + 0,17210 | + 0,18280 |
| 0,6 | + 0,0258 | + 0,0322 | + 0,0630 | + 0,0790 | + 0,0924 | + 0,1075 | + 0,1193 | + 0,1303 | + 0,1442 |
| 0,7 | + 0,0073 | + 0,0141 | + 0,0400 | + 0,0545 | + 0,0660 | + 0,0790 | + 0,0902 | + 0,1005 | + 0,1095 |
| 0,8 | – 0,0072 | – 0,0011 | + 0,0204 | + 0,0343 | + 0,0451 | + 0,0558 | + 0,0665 | + 0,0776 | + 0,0856 |
| 0,9 | – 0,0183 | – 0,0134 | + 0,0044 | + 0,0170 | + 0,0278 | + 0,0378 | + 0,0166 | + 0,0570 | + 0,0647 |
| 1,0 | – 0,02672 | – 0,02333 | – 0,01026 | + 0,00139 | + 0,0118 | + 0,02119 | + 0,02995 | + 0,03785 | + 0,04472 |
| 1,1 | – 0,0330 | – 0,0306 | – 0,0238 | – 0,0116 | – 0,0030 | + 0,0054 | + 0,0134 | + 0,0195 | + 0,0250 |
| 1,2 | – 0,0366 | – 0,0352 | – 0,0329 | – 0,0234 | – 0,0171 | – 0,0089 | – 0,0023 | + 0,0028 | + 0,0080 |
| 1,3 | – 0,0388 | – 0,0385 | – 0,0397 | – 0,0338 | – 0,0282 | – 0,0220 | – 0,0165 | – 0,0125 | – 0,0085 |
| 1,4 | – 0,0397 | – 0,0411 | – 0,0450 | – 0,0424 | – 0,0384 | – 0,0338 | – 0,0296 | – 0,0270 | – 0,0230 |
| 1,5 | – 0,03985 | – 0,04346 | – 0,04886 | – 0,04881 | – 0,04695 | – 0,04444 | – 0,04132 | – 0,04027 | – 0,03689 |
| 1,6 | – 0,03998 | – 0,0448 | – 0,0520 | – 0,0540 | – 0,0540 | – 0,0520 | – 0,0511 | – 0,0506 | – 0,0465 |
| 1,7 | – 0,03993 | – 0,0455 | – 0,0540 | – 0,0575 | – 0,0590 | – 0,0570 | – 0,0575 | – 0,0575 | – 0,0564 |
| 1,8 | – 0,0386 | – 0,0450 | – 0,0553 | – 0,0598 | – 0,0624 | – 0,0625 | – 0,0628 | – 0,0624 | – 0,0625 |
| 1,9 | – 0,0367 | – 0,0432 | – 0,0557 | – 0,0610 | – 0,0645 | – 0,0660 | – 0,0672 | – 0,0673 | – 0,0673 |
| 2,0 | – 0,03396 | – 0,04020 | – 0,05460 | – 0,06168 | – 0,06583 | – 0,06843 | – 0,07030 | – 0,07075 | – 0,07111 |
| 2,1 | – 0,0302 | – 0,0368 | – 0,0518 | – 0,0599 | – 0,0653 | – 0,0690 | – 0,0718 | – 0,0738 | – 0,0747 |
| 2,2 | – 0,0265 | – 0,0329 | – 0,0489 | – 0,0579 | – 0,0647 | – 0,0689 | – 0,0722 | – 0,0756 | – 0,0772 |
| 2,3 | – 0,0228 | – 0,0290 | – 0,0454 | – 0,0559 | – 0,0630 | – 0,0687 | – 0,0723 | – 0,0763 | – 0,0787 |
| 2,4 | – 0,00191 | – 0,0250 | – 0,0419 | – 0,0533 | – 0,0613 | – 0,0676 | – 0,0720 | – 0,0765 | – 0,0793 |
| 2,5 | – 0,01542 | – 0,02100 | – 0,03843 | – 0,05048 | – 0,05935 | – 0,06617 | – 0,07156 | – 0,07580 | – 0,07928 |
| 2,6 | – 0,0121 | – 0,0175 | – 0,0352 | – 0,0472 | – 0,0568 | – 0,0641 | – 0,0697 | – 0,0742 | – 0,0785 |
| 2,7 | – 0,0094 | – 0,0145 | – 0,0321 | – 0,0440 | – 0,0540 | – 0,0618 | – 0,0677 | – 0,0724 | – 0,0774 |
| 2,8 | – 0,0072 | – 0,0119 | – 0,0288 | – 0,0407 | – 0,0508 | – 0,0592 | – 0,0654 | – 0,0705 | – 0,0758 |
| 2,9 | – 0,0054 | – 0,0098 | – 0,0255 | – 0,0372 | – 0,0476 | – 0,0561 | – 0,0628 | – 0,0684 | – 0,0737 |
| 3,0 | – 0,00400 | – 0,00778 | – 0,02234 | – 0,03368 | – 0,04451 | – 0,05285 | – 0,05981 | – 0,06596 | – 0,07200 |
| 3,1 | – 0,0029 | – 0,0058 | – 0,0192 | – 0,0306 | – 0,0412 | – 0,0496 | – 0,0568 | – 0,0629 | – 0,0692 |
| 3,2 | – 0,0020 | – 0,0037 | – 0,0167 | – 0,0277 | – 0,0380 | – 0,0463 | – 0,0536 | – 0,0599 | – 0,0662 |
| 3,3 | – 0,0014 | – 0,0026 | – 0,0143 | – 0,0250 | – 0,0350 | – 0,0431 | – 0,0503 | – 0,0568 | – 0,0630 |
| 3,4 | – 0,0009 | – 0,0018 | – 0,0122 | – 0,0225 | – 0,0320 | – 0,0400 | – 0,0470 | – 0,0536 | – 0,0597 |
| 3,5 | – 0,00065 | – 0,00103 | – 0,01034 | – 0,02004 | – 0,02900 | – 0,03700 | – 0,04383 | – 0,05040 | – 0,05618 |
| 3,6 | + 0,0001 | – 0,0003 | – 0,0086 | – 0,0175 | 0,0262 | – 0,0340 | – 0,0407 | – 0,0470 | – 0,0526 |
| 3,7 | + 0,0009 | + 0,0002 | – 0,0070 | – 0,0152 | – 0,0235 | – 0,0310 | – 0,0376 | – 0,0436 | – 0,0490 |
| 3,8 | + 0,0016 | + 0,0008 | – 0,0055 | – 0,0132 | – 0,0208 | – 0,0280 | – 0,0345 | – 0,0404 | – 0,0455 |
| 3,9 | + 0,0019 | + 0,0012 | – 0,0040 | – 0,0113 | – 0,0182 | – 0,0251 | – 0,0314 | – 0,0372 | – 0,0420 |
| 4,0 | + 0,00201 | + 0,00166 | – 0,00268 | – 0,00939 | – 0,01576 | – 0,02215 | – 0,02822 | – 0,03400 | – 0,03858 |
| 4,1 | + 0,0020 | + 0,0021 | – 0,0015 | – 0,0074 | – 0,0137 | – 0,0195 | – 0,0252 | – 0,0306 | – 0,0347 |
| 4,2 | + 0,0019 | + 0,0021 | – 0,0005 | – 0,0055 | – 0,0118 | – 0,0169 | – 0,0222 | – 0,0271 | – 0,0312 |
| 4,3 | + 0,0018 | + 0,0022 | + 0,0002 | – 0,0041 | – 0,0099 | – 0,0144 | – 0,0192 | – 0,0236 | – 0,0278 |
| 4,4 | + 0,0017 | + 0,0021 | + 0,0008 | – 0,0029 | – 0,0089 | – 0,0118 | – 0,0162 | – 0,0203 | – 0,0246 |
| 4,5 | + 0,00159 | + 0,00201 | + 0,00123 | – 0,00173 | – 0,00617 | – 0,00941 | – 0,01340 | – 0,01734 | – 0,02118 |
| 4,6 | + 0,0013 | + 0,0020 | + 0,0017 | – 0,0005 | – 0,0050 | – 0,0075 | – 0,0112 | – 0,0146 | – 0,0181 |
| 4,7 | + 0,0010 | + 0,0017 | + 0,0020 | + 0,0005 | – 0,0039 | – 0,0059 | – 0,0091 | – 0,0122 | – 0,0154 |
| 4,8 | + 0,0007 | + 0,0014 | + 0,0021 | + 0,0012 | – 0,0029 | – 0,0045 | – 0,0073 | – 0,0100 | – 0,0128 |
| 4,9 | + 0,0004 | + 0,0011 | + 0,0022 | + 0,0017 | – 0,0019 | – 0,0032 | – 0,0058 | – 0,0080 | – 0,0105 |
| 5,0 | + 0,0000 | + 0,0007 | + 0,0021 | + 0,0019 | – 0,0010 | – 0,0022 | – 0,0043 | – 0,0063 | – 0,0083 |
| 5,1 | – | + 0,0003 | + 0,0020 | + 0,0021 | – 0,0001 | – 0,0012 | – 0,0030 | – 0,0047 | – 0,0063 |
| 5,2 | – | + 0,0001 | + 0,0018 | + 0,0020 | – 0,0005 | – 0,0003 | – 0,0019 | – 0,0031 | – 0,0044 |
| 5,3 | – | + 0,0000 | + 0,0015 | + 0,0016 | + 0,0011 | + 0,0004 | – 0,0008 | – 0,0016 | – 0,0028 |
| 5,4 | – | – | + 0,0012 | + 0,0012 | + 0,0017 | + 0,0010 | + 0,0003 | – 0,0001 | – 0,0010 |
| 5,5 | – | – | + 0,0009 | + 0,0008 | + 0,0020 | + 0,0016 | + 0,0010 | + 0,0008 | + 0,0004 |

## Übersicht II

der Ordinaten der Einflußlinien für das Moment in Feldmitte bei Lage aller wirkenden Lasten auf einer Seite des untersuchten Querschnitts.

Die Einflußlinien haben nur einen Zweig.

| x \ γ | 0,75 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,0 | + 0,2463 | + 0,2612 | + 0,3047 | + 0,3342 | + 0,3567 | + 0,3740 | + 0,3882 | + 0,4000 | + 0,4101 |
| 0,1 | + 0,2078 | + 0.2222 | + 0,2638 | + 0,2942 | + 0,3168 | + 0,3345 | + 0,3491 | + 0,3611 | + 0,3722 |
| 0,2 | + 0,1693 | + 0,1832 | + 0,2229 | + 0,2542 | + 0,2769 | + 0,2950 | + 0,3100 | + 0,3226 | + 0,3339 |
| 0,3 | + 0,1308 | + 0,1442 | + 0,1819 | + 0,2142 | + 0,2370 | + 0,2555 | + 0,2709 | + 0,2838 | + 0,2957 |
| 0,4 | + 0,0922 | + 0,1053 | + 0,1410 | + 0,1743 | + 0,1971 | + 0,2160 | + 0,2318 | + 0,2451 | + 0,2576 |
| 0,5 | + 0,05357 | + 0,06630 | + 0,1001 | + 0,1343 | + 0,1572 | + 0,1765 | + 0,1928 | + 0,2064 | + 0,2195 |
| 0,6 | + 0,0265 | + 0,0385 | + 0,0755 | + 0,1006 | + 0,1250 | + 0,1410 | + 0,1575 | + 0,1675 | + 0,1815 |
| 0,7 | + 0,0083 | + 0,0175 | + 0,0515 | + 0,0762 | + 0,0990 | + 0,1150 | + 0,1275 | + 0,1390 | + 0,1480 |
| 0,8 | + 0,0060 | + 0,0015 | + 0,0330 | + 0,0550 | + 0,0740 | + 0,0910 | + 0,1047 | + 0,1170 | + 0,1260 |
| 0,9 | − 0,0178 | − 0,0115 | + 0,0165 | + 0,0350 | + 0,0530 | + 0,0704 | + 0,0833 | + 0,0966 | + 0,1055 |
| 1,0 | − 0,02680 | − 0,0224 | + 0,00089 | + 0,01577 | + 0,0348 | + 0,0507 | + 0,06340 | + 0,07623 | + 0,0855 |
| 1,1 | − 0,0322 | − 0,0297 | − 0,0140 | + 0,0005 | + 0,0178 | + 0,0318 | + 0,0442 | + 0,0558 | + 0,0655 |
| 1,2 | − 0,0360 | − 0,0350 | − 0,0245 | − 0,0115 | + 0,0025 | + 0,0144 | + 0,0262 | + 0,0365 | + 0,0455 |
| 1,3 | − 0,0388 | − 0,0389 | − 0,0323 | − 0,0220 | − 0,0095 | + 0,0005 | + 0,0106 | + 0,0197 | + 0,0295 |
| 1,4 | − 0,0397 | − 0,0412 | − 0,0380 | − 0,0290 | − 0,0197 | − 0,0098 | − 0,0024 | + 0,0069 | + 0,0151 |
| 1,5 | − 0,03914 | − 0,04265 | − 0,0420 | − 0,0355 | − 0,0274 | − 0,0192 | − 0,0136 | − 0,00405 | + 0,00272 |
| 1,6 | − 0,0370 | − 0,0430 | − 0,0440 | − 0,0400 | − 0,0340 | − 0,0275 | − 0,0223 | − 0,0147 | − 0,0079 |
| 1,7 | − 0,0344 | − 0,0420 | − 0,0454 | − 0 0433 | − 0,0391 | − 0,0348 | − 0,0296 | − 0,0234 | − 0,0175 |
| 1,8 | − 0,0315 | − 0,0405 | − 0,0460 | − 0,0460 | − 0,0432 | − 0,0399 | − 0,0355 | − 0,0308 | − 0,0264 |
| 1,9 | − 0,0286 | − 0,0380 | − 0,0461 | − 0,0478 | − 0,0463 | − 0,0442 | − 0,0413 | − 0,0367 | − 0,0342 |
| 2,0 | − 0,02594 | − 0,03482 | − 0,04590 | − 0,04884 | − 0,0488 | − 0,04754 | − 0,04557 | − 0,0414 | − 0,04095 |
| 2,1 | − 0,0232 | − 0,0316 | − 0,0443 | − 0,0486 | − 0,0500 | − 0,0501 | − 0,0494 | − 0,0463 | − 0,0467 |
| 2,2 | − 0,0206 | − 0,0284 | − 0,0420 | − 0,0479 | − 0,0507 | − 0,0521 | − 0,0525 | − 0,0508 | − 0,0518 |
| 2,3 | − 0,0182 | − 0,0252 | − 0,0400 | − 0,0470 | − 0,0509 | − 0,0538 | − 0,0549 | − 0,0548 | − 0,0561 |
| 2,4 | − 0,0157 | − 0,0222 | − 0,0376 | − 0,0459 | − 0,0510 | − 0,0550 | − 0,0570 | − 0,0583 | − 0,0600 |
| 2,5 | − 0,01337 | − 0,0193 | − 0,03492 | − 0,04451 | − 0,0510 | − 0,0556 | − 0,0589 | − 0,06132 | − 0,0631 |
| 2,6 | − 0,0112 | − 0,0164 | − 0,0319 | − 0,0425 | − 0,0500 | − 0,0554 | − 0,0602 | − 0,0637 | − 0,0662 |
| 2,7 | − 0,0092 | − 0,0136 | − 0,0291 | − 0,0403 | − 0,0488 | − 0,0550 | − 0,0608 | − 0,0659 | − 0,0682 |
| 2,8 | − 0,0072 | − 0,0111 | − 0,0264 | − 0,0379 | − 0,0473 | − 0,0540 | − 0,0610 | − 0,0677 | − 0,0697 |
| 2,9 | − 0,0055 | − 0,0089 | − 0,0238 | − 0,0354 | − 0,0457 | − 0,0530 | − 0,0602 | − 0,0651 | − 0,0700 |
| 3,0 | − 0,00391 | − 0,00695 | − 0,0211 | − 0,03285 | − 0,04378 | − 0,05145 | − 0,05870 | − 0,0634 | − 0,0696 |
| 3,1 | − 0,0023 | − 0,0052 | − 0,0184 | − 0,0298 | − 0,0403 | − 0,0487 | − 0,0555 | − 0,0613 | − 0,0671 |
| 3,2 | − 0,0010 | − 0,0038 | − 0,0157 | − 0,0269 | − 0,0367 | − 0,0456 | − 0,0523 | − 0,0587 | − 0,0643 |
| 3,3 | + 0,000 | − 0,0028 | − 0,0132 | − 0,0242 | − 0,0333 | − 0,0424 | − 0,0488 | − 0,0555 | − 0,0612 |
| 3,4 | + 0,0008 | − 0,0019 | − 0,0109 | − 0,0217 | − 0,0300 | − 0,0390 | − 0,0450 | − 0,0521 | − 0,0579 |
| 3,5 | + 0,0013 | − 0,0011 | − 0,0090 | − 0,0194 | − 0,0269 | − 0,0357 | − 0,0411 | − 0,0484 | − 0,0540 |
| 3,6 | + 0,0017 | − 0,0004 | − 0,0076 | − 0,0172 | − 0,0242 | − 0,0325 | − 0,0378 | − 0,0446 | − 0,0500 |
| 3,7 | + 0,0019 | + 0,0001 | − 0,0063 | − 0,0153 | − 0,0216 | − 0,0295 | − 0,0348 | − 0,0408 | − 0,0460 |
| 3,8 | + 0,0020 | + 0,0006 | − 0,0052 | − 0,0133 | − 0,0193 | − 0,0267 | − 0,0320 | − 0,0373 | − 0,0421 |
| 3,9 | + 0,0021 | + 0,0010 | − 0,0041 | − 0,0112 | − 0,0171 | − 0,0240 | − 0,0292 | − 0,0340 | − 0,0384 |
| 4,0 | + 0,00223 | + 0,00149 | − 0,00308 | − 0,00945 | − 0,0150 | − 0,02143 | − 0,02653 | − 0,0310 | − 0,03482 |
| 4,1 | + 0,0021 | + 0,0018 | − 0,0021 | − 0,0078 | − 0,0130 | − 0,0188 | − 0,0237 | − 0,0282 | − 0,0316 |
| 4,2 | + 0,0020 | + 0,0020 | − 0,0012 | − 0,0062 | − 0,0112 | − 0,0161 | − 0,0209 | − 0,0254 | − 0,0289 |
| 4,3 | + 0,0019 | + 0,0021 | − 0,0004 | − 0,0046 | − 0,0095 | − 0,0137 | − 0,0183 | − 0,0226 | − 0,0262 |
| 4,4 | + 0,0018 | + 0,0021 | + 0,0004 | − 0,0031 | − 0,0078 | − 0,0115 | − 0,0158 | − 0,0199 | − 0,0236 |
| 4,5 | + 0,00159 | + 0,00201 | + 0,00123 | − 0,00173 | − 0,00617 | − 0,00941 | − 0,01340 | − 0,01734 | − 0,02118 |
| 4,6 | + 0,0007 | + 0,0020 | + 0,0018 | − 0,0005 | − 0,0046 | − 0,0075 | − 0,0112 | − 0,0148 | − 0,0185 |
| 4,7 | + 0,0002 | + 0,0014 | + 0,0020 | + 0,0005 | − 0,0031 | − 0,0057 | − 0,0091 | − 0,0124 | − 0,0158 |
| 4,8 | + 0,0001 | + 0,0010 | + 0,0020 | + 0,0013 | − 0,0018 | − 0,0040 | − 0,0070 | − 0,0102 | − 0,0132 |
| 4,9 | + 0,000 | + 0,0006 | + 0,0019 | + 0,0020 | − 0,0007 | − 0,0025 | − 0,0052 | − 0,0081 | − 0,0107 |
| 5,0 | − | + 0,0002 | + 0,0015 | + 0,0023 | + 0,0003 | − 0,0011 | − 0,0035 | − 0,0061 | − 0,0085 |
| 5,1 | − | + 0,000 | + 0,0011 | + 0,0022 | + 0,0013 | + 0,000 | − 0,0019 | − 0,0042 | − 0,0064 |
| 5,2 | − | − | + 0,0010 | + 0,0020 | + 0,0021 | + 0,0012 | − 0,0004 | − 0,0025 | − 0,0044 |
| 5,3 | − | − | + 0,0009 | + 0,0018 | + 0,0027 | + 0,0023 | + 0,0009 | − 0,0009 | − 0,0026 |
| 5,4 | − | − | + 0,0006 | + 0,0014 | + 0,0030 | + 0,0030 | + 0,0020 | + 0,0005 | − 0,0010 |
| 5,5 | − | − | + 0,0003 | + 0,0010 | + 0,0031 | + 0,0029 | + 0,0031 | + 0,0016 | + 0,0003 |

dem genauen Rechnungsverfahren und der Anwendung der Übersichten ermöglichen.

Beispiel 1.

Für nebenstehenden Lastenplan (Abb. 5) soll das Moment am Lastenpunkt $\frac{7}{4}$ P bestimmt werden. $\gamma$ sei gleich 2. Für diesen Fall ist im Schriftentum der Wert $M_{\frac{7}{4}} = 0{,}4784$ Pl auf dem genauen, rechnerischen Wege der Clapeyronschen

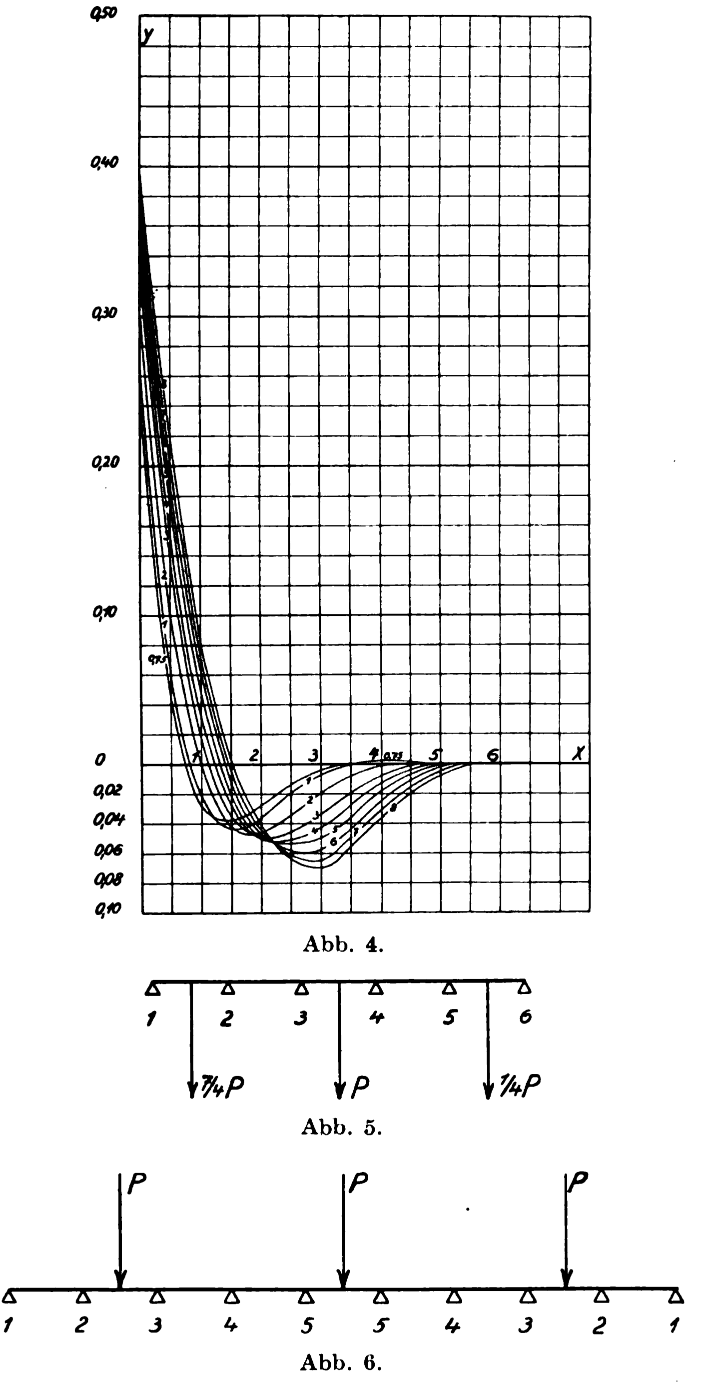



Abb. 4.

Abb. 5.

Abb. 6.

Gleichungen gefunden worden. Es handelt sich also darum, den entsprechenden Wert an Hand der Übersichten aufzubauen. Da es sich um einseitige Lastenstellung handelt, wird Übersicht II angewendet. Für den Lastenpunkt $\frac{7}{4}$ P gibt Übersicht II für $\gamma = 2$ und $x = 0$ den Einflußlinienwert 0,3047. Die zweite Last befindet sich von $\frac{7}{4}$ P um zwei Felder entfernt. Für $\gamma = 2$ und $x = 2$ ergibt die Übersicht II: —0,0459. Die dritte Last befindet sich von $\frac{7}{4}$ P um vier Felder entfernt. Für $\gamma = 2$ und $x = 4$ ergibt die Übersicht II: —0,00308. Der Gesamtwert wird also:

$$M_{\frac{7}{4}} = (0{,}3047 \times 1{,}75 - 0{,}0459 \times 1 - 0{,}00308 \times 0{,}25)\ \text{Pl} = 0{,}48656\ \text{Pl}.$$

Der Fehler ist also gegenüber obigen 0,4784 Pl nur 1,77 v. H.

Beispiel 2.

Für nebenstehenden Lastenplan (Abb. 6) soll bei $\gamma = 6$ das Moment unter der mittleren Last bestimmt werden. Die genaue Rechnung mit Clapeyronschen Gleichungen gibt $M = 0{,}25065$ Pl. Da es sich um beiderseitige Lastenstellung handelt, muß das Moment nach Übersicht I aufgebaut werden.

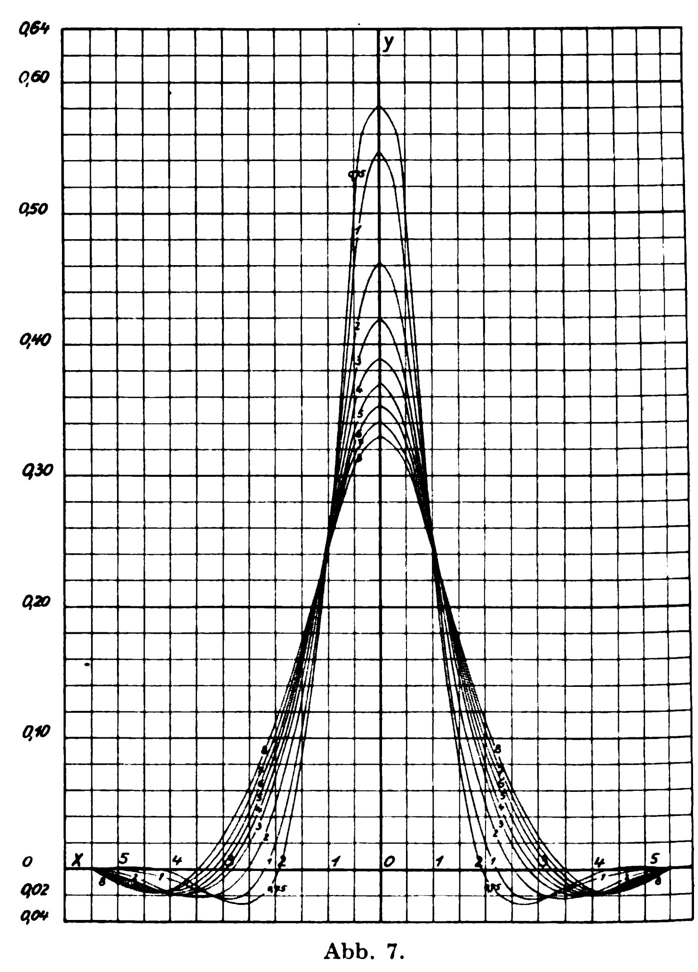



Abb. 7.

Es ergibt sich $M = (0{,}36780 - 0{,}05981 \times 2)\ \text{Pl} = 0{,}24818$ Pl, also 1,02 v. H. Fehler.

Das Heft gibt hier im ganzen acht Beispiele. Es mögen aber diese beiden genügen.

Ebenso wie nach obigem die Momente gegeben werden, sind auch zwei Tafeln aufgestellt für die Berechnung der Stützendrucke und zwar auch hier auf Grund von Einflußschaulinien bei beiderseitiger Lastenstellung nach Abb. 7, bei einseitiger Lastenstellung nach Abb. 8. Die den Einflußlinien beigeschriebenen Zahlen beziehen sich wieder auf die Werte $\gamma$.

Es ergibt sich dann ähnlich wie früher Übersicht III der Ordinaten der Einflußlinien für die Stützendrücke bei einer zum untersuchten Lastenpunkt beiderseitigen Lastenstellung und Übersicht IV der Ordinaten der Einflußlinien für die Stützendrücke bei einer zum untersuchten Lastenpunkt einseitigen Lastenstellung.

Beispiel 1.

$\gamma$ sei 4,81 und der Abstand zwischen den Schwellen $l = 69$ cm. Es soll der Stützendruck unter der mittleren Last



(Abb. 9) gesucht werden. Er ist durch genaue Berechnung zu Q=4111 kg gefunden worden. Es ist hier Übersicht III anzuwenden, da sich die Lasten beiderseits zum untersuchten Querschnitt verteilen. Der Wert x ergibt sich zu $x=\frac{128}{69}=$ $=1{,}71$. Durch Zwischenschaltung zwischen $x=1{,}7$ und $x=1{,}8$ ergibt sich aus der Tafel für $\gamma=4$ und $x=1{,}71$ der

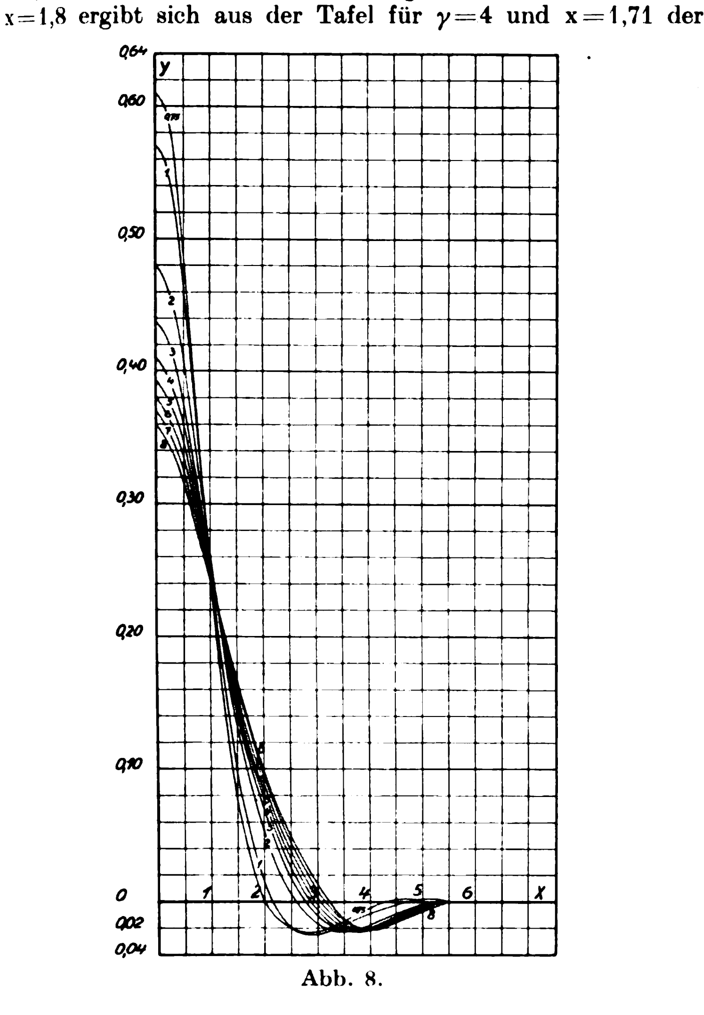


Abb. 8.

Wert $+0{,}12298$ und für $\gamma=5$ und $x=1{,}71$ der Wert $+0{,}13002$. Es wird dann unter der mittleren Last

$Q_{\gamma=4}=6710\times0{,}3897+6770\times0{,}12298+6485\times0{,}12298=4241$ kg

und

$Q_{\gamma=5}=6710\times0{,}3686+6770\times0{,}13002+6485\times0{,}13002=4095$ kg.

Durch Zwischenschaltung wird

$Q_{\gamma=4{,}81}=4122{,}8$ kg also gegenüber 4111 kg nur 0,28 v. H. Fehler.

Beispiel 2.

Für das gleiche Beispiel, aber mit $\gamma=0{,}9$ und $l=89$ cm ist durch Berechnung $Q=5270$ kg gefunden worden. x ist für $\frac{128}{89}=1{,}438$. Durch Zwischenschaltung zwischen $x=1{,}4$ und $x=1{,}5$ ergibt sich aus der Übersicht für $\gamma=1$ und $x=1{,}438$ der Wert 0,11484. Es wird dann unter der mittleren Last bei $\gamma=1: Q_{\gamma=1}=6710\times0{,}5448+6770\times0{,}11484+6485\times0{,}11484=$ $=5178$ kg. Für $Q_{\gamma=0{,}9}$ ergibt sich durch Zwischenschaltung 5183,8 kg. Der Unterschied ist also nur 1,69 v. H.

Es ist hier nur möglich, die Ergebnisse einer langen und, wie bei Clapeyronschen Gleichungen gar nicht zu vermeiden, stark eintönigen und schwerfälligen Theorie wiederzugeben. Sie scheint eine wertvolle Ergänzung des Zimmermannschen Buches zu bilden. Einem Vorwort, das der Kratschkowskyschen Arbeit von Boguslawsky vorangestellt ist, kann man entnehmen, daß die russische Fachwelt diese Arbeit als eine Errungenschaft auf dem Gebiete der Eisenbahnoberbauberechnung betrachtet, auf die die russische Wissenschaft stolz zu sein das Recht habe.

Es mag schließlich noch zur Einführung in das Gebiet russischer Oberbauberechnung von allgemeinem Wert sein, hier die zur Zeit geltende russische ,,Anweisung für die Berechnung der Spannungen in den einzelnen Teilen des Eisenbahnoberbaues und der größten, zulässigen Geschwindigkeiten in Abhängigkeit vom Gleis" kurz wiederzugeben. Die Vorschrift ist unterm 24. November 1925 vom Volkskommissariat für Verkehrswesen veröffentlicht. Sie bezeichnet sich als ,,Entwurf bis zur Aufstellung genauerer Rechnungsverfahren" und gibt damit zu erkennen, daß man sich der Unvollkommenheit der Sache bewußt ist, sie aber zur Zeit nicht abzuändern vermag. Immerhin wird es für uns bemerkenswert sein, zu beobachten, wie die Russen ihren Oberbau und insbesondere für gegebene Oberbauformen die zulässige Verkehrsgeschwindigkeit berechnen.

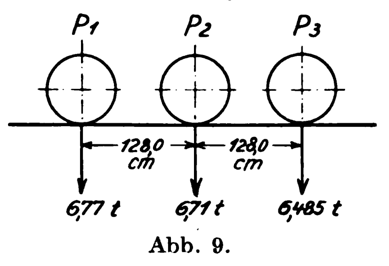


Abb. 9.

**I. Bestimmung der Schienenbeanspruchungen.**

1. Die dynamischen Beanspruchungen der Schiene werden bestimmt nach der Formel $\sigma=\frac{M_{max}}{W}$, wobei W das Widerstandsmoment, $M_{max}=m\,M_z$ das größte dynamische Moment des Systems lotrecht auf die Schienen wirkender Kräfte ist*). $M_z$ ist dabei das größte, von der Lastenzusammenstellung herrührende, für die betreffende Schiene nach den dynamischen Reaktionen (Z)**) der Räder bestimmte Moment. Für die Lokomotiven werden diese Reaktionen den Betriebsbüchern entnommen. Für Wagen und Tender werden die dynamischen Reaktionen der Räder lediglich durch Überlastung aus den Federschwingungen bestimmt. Sie hängen von der Härte der Federn n und der Weite der Halbschwingung z ab. z wird für die Berechnung gleich 15 mm angenommen. Die Überlastung von der Federschwingung ist dann gleich (nz).

Die Bestimmung des Momentes ($M_z$) wird entweder nach dem Verfahren zusammenhängender, elastischer Unterlage (Langschwelle) oder nach dem elastischer Einzelstützen ausgeführt ohne Berücksichtigung der Eigengewichte von Schiene und Schwelle.

Der Festwert m schätzt die Vergrößerung der dynamischen Wirkung der Räder auf die Schiene ein unter Berücksichtigung der Unebenheiten und Löcher in der Fahrbahn und in den Rädern. Dieser Festwert ist für Güterzuglokomotiven bei ganz geringen Geschwindigkeiten gleich 1, für 50 km/Std. = 1,8. Für Personenzuglokomotive ist er bei ganz geringer Geschwindigkeit ebenfalls wieder gleich 1 und bei Geschwindigkeit 100 km/Std. = 2,0***). Zwischenwerte ergeben sich nach geradlinigem Gesetz†).

*) Im Sinne der vorausgegangenen Verhandlungen soll das Lokomotivrad für die Schienenberechnung maßgebend sein, das einerseits die größte dynamische Wirkung hat und dessen Wirkung anderseits am wenigsten durch den Einfluß von Nachbarlasten geschwächt wird.

**) Es scheint sich hier um eine Einrichtung in den Lokomotivbetriebsbüchern zu handeln, denen diese Werte Z unmittelbar zu entnehmen sind.

***) Man hat auch geltend gemacht, daß diese dynamischen Wirkungen nicht bei allen Rädern gleichzeitig eintreten und daher nicht synchron seien. Man hat aber wegen mangelnder wirklicher Bedeutung schließlich von der Berücksichtigung dieses Umstandes abgesehen. Zuerst wollte man davon ausgehen, nur ein Rad dynamisch, die andern aber statisch wirkend anzunehmen.

†) Ursprünglich war hier ein parabolisches Gesetz vorgesehen.

### Übersicht III
der Ordinaten der Einflußlinien für den Druck auf die Stütze, wenn sich die Lasten beiderseits der untersuchten Stütze befinden.
Die Einflußlinien haben zwei spiegelgleiche Zweige.

| x \ γ | 0,75 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,0 | + 0,5810 | + 0,5448 | + 0,4615 | + 0,4187 | + 0,3897 | + 0,3686 | + 0,3543 | + 0,3400 | + 0,32915 |
| 0,1 | + 0,5780 | + 0,5395 | + 0,4565 | + 0,4154 | + 0,3880 | + 0,3665 | + 0,3530 | + 0,3390 | + 0,3280 |
| 0,2 | + 0,5708 | + 0,5295 | + 0,4480 | + 0,4090 | + 0,3835 | + 0,3625 | + 0,3490 | + 0,3355 | + 0,3340 |
| 0,3 | + 0,5570 | + 0,5100 | + 0,4355 | + 0,3995 | + 0,3760 | + 0,3560 | + 0,3430 | + 0,3300 | + 0,3180 |
| 0,4 | + 0,5280 | + 0,4800 | + 0,4160 | + 0,3860 | + 0,3650 | + 0,3481 | + 0,3348 | + 0,3230 | + 0,3100 |
| 0,5 | + 0,4835 | + 0,4415 | + 0,3983 | + 0,3705 | + 0,3512 | + 0,3363 | + 0,3233 | + 0,3138 | + 0,3058 |
| 0,6 | + 0,4341 | + 0,4022 | + 0,3699 | + 0,3475 | + 0,3315 | + 0,3189 | + 0,3079 | + 0,2996 | + 0,2926 |
| 0,7 | + 0,3847 | + 0,3630 | + 0,3414 | + 0,3245 | + 0,3117 | + 0,3015 | + 0,2925 | + 0,2854 | + 0,2794 |
| 0,8 | + 0,3354 | + 0,3237 | + 0,3130 | + 0,3015 | + 0,2920 | + 0,2842 | + 0,2771 | + 0,2711 | + 0,2662 |
| 0,9 | + 0,2870 | + 0,2845 | + 0,2845 | + 0,2785 | + 0,2722 | + 0,2668 | + 0,2617 | + 0,2569 | + 0,2530 |
| 1,0 | + 0,2366 | + 0,2452 | + 0,2561 | + 0,2555 | + 0,2525 | + 0,2494 | + 0,2463 | + 0,2427 | + 0,2398 |
| 1,1 | + 0,2049 | + 0,2154 | + 0,2317 | + 0,2344 | + 0,2338 | + 0,2324 | + 0,2311 | + 0,2280 | + 0,2261 |
| 1,2 | + 0,1732 | + 0,1857 | + 0,2073 | + 0,2133 | + 0,2150 | + 0,2152 | + 0,2158 | + 0,2134 | + 0,2124 |
| 1,3 | + 0,1415 | + 0,1559 | + 0,1829 | + 0,1922 | + 0,1963 | + 0,1981 | + 0,2005 | + 0,1989 | + 0,1988 |
| 1,4 | + 0,1098 | + 0,1262 | + 0,1585 | + 0,1711 | + 0,1775 | + 0,1809 | + 0,1851 | + 0,1844 | + 0,1851 |
| 1,5 | + 0,07809 | + 0,0964 | + 0,13410 | + 0,1500 | + 0,15875 | + 0,1639 | + 0,1698 | + 0,1698 | + 0,1714 |
| 1,6 | + 0,0530 | + 0,0700 | + 0,1125 | + 0,1295 | + 0,1405 | + 0,1467 | + 0,1545 | + 0,1555 | + 0,1577 |
| 1,7 | + 0,0345 | + 0,0510 | + 0,0941 | + 0,1120 | + 0,1245 | + 0,1313 | + 0,1393 | + 0,1415 | + 0,1443 |
| 1,8 | + 0,0200 | + 0,0360 | + 0,0775 | + 0,0965 | + 0,1093 | + 0,1185 | + 0,1247 | + 0,1285 | + 0,1318 |
| 1,9 | + 0,0085 | + 0,02330 | + 0,0625 | + 0,0825 | + 0,0960 | + 0,1065 | + 0,1123 | + 0,1165 | + 0,1203 |
| 2,0 | — 0,00071 | + 0,01292 | + 0,04857 | + 0,06892 | + 0,08215 | + 0,0939 | + 0,1003 | + 0,10535 | + 0 10930 |
| 2,1 | — 0,0085 | + 0,0020 | + 0,0365 | + 0,0560 | + 0,0700 | + 0,0820 | + 0,0885 | + 0,0942 | + 0,0990 |
| 2,2 | — 0,0145 | — 0,0055 | + 0,0255 | + 0,0450 | + 0,0585 | + 0,0605 | + 0,0772 | + 0,0835 | + 0,0890 |
| 2,3 | — 0,0196 | — 0,0115 | + 0,0161 | + 0,0350 | + 0,0480 | + 0,0595 | + 0,0665 | + 0,0730 | + 0,0795 |
| 2,4 | — 0,0229 | — 0,0167 | + 0,0083 | + 0,0261 | + 0,0390 | + 0,0497 | + 0,0570 | + 0,0634 | + 0,0705 |
| 2,5 | — 0,02468 | — 0,02007 | + 0,00147 | + 0,01793 | + 0,03048 | + 0,04028 | + 0,04837 | + 0,05488 | + 0,06194 |
| 2,6 | — 0,0255 | — 0,0229 | — 0,0040 | + 0,0105 | + 0,0225 | + 0,0329 | + 0,0405 | + 0,0482 | + 0,0535 |
| 2,7 | — 0,0253 | — 0,0240 | — 0,0090 | + 0,0045 | + 0,0155 | + 0,0255 | + 0,0322 | + 0,0400 | + 0,0455 |
| 2,8 | — 0,02478 | — 0,0240 | — 0,0127 | — 0,0005 | + 0,0095 | + 0,0190 | + 0,0250 | + 0,0325 | + 0,0385 |
| 2,9 | — 0,0237 | — 0,0237 | — 0,0155 | — 0,0050 | + 0,0045 | + 0,0131 | + 0,0185 | + 0,0295 | + 0,0315 |
| 3,0 | — 0,02236 | — 0,02348 | — 0,01776 | — 0,00862 | + 0,00003 | + 0,00761 | + 0,01415 | + 0,01984 | + 0,02529 |
| 3,1 | — 0,0208 | — 0,0227 | — 0,0192 | — 0,0115 | — 0,0042 | + 0,0026 | + 0,0092 | + 0,0145 | + 0,0200 |
| 3,2 | — 0,0190 | — 0,0217 | — 0,0203 | — 0,0136 | — 0,0080 | — 0,0015 | + 0,0044 | + 0,0099 | + 0,0149 |
| 3,3 | — 0,0175 | — 0,0205 | — 0,0210 | — 0,0157 | — 0,0111 | — 0,0050 | + 0,0001 | + 0,0056 | + 0,0100 |
| 3,4 | — 0,0155 | — 0,0190 | — 0,0214 | — 0,0170 | — 0,0135 | — 0,0080 | — 0,0033 | + 0,0014 | + 0,0052 |
| 3,5 | — 0,01332 | — 0,01746 | — 0,02164 | — 0,01848 | — 0,01478 | — 0,01051 | — 0,00643 | — 0,00268 | + 0,00075 |
| 3,6 | — 0,00119 | — 0,0153 | — 0,0216 | — 0,0200 | — 0,0173 | — 0,0125 | — 0,0032 | — 0,0060 | — 0,0035 |
| 3,7 | — 0,0109 | — 0,0135 | — 0,0214 | — 0,0202 | — 0,0186 | — 0,0146 | — 0,0115 | — 0,0092 | — 0,0072 |
| 3,8 | — 0,0088 | — 0,0118 | — 0,0210 | — 0,0201 | — 0,0196 | — 0,0162 | — 0,0137 | — 0,0120 | — 0,0103 |
| 3,9 | — 0,0071 | — 0,0102 | — 0,0205 | — 0,0193 | — 0,0202 | — 0,0176 | — 0,0157 | — 0,0143 | — 0,0130 |
| 4,0 | — 0,00553 | — 0,0088 | — 0,01945 | — 0,01955 | — 0,02048 | — 0,01828 | — 0,01757 | — 0,01627 | — 0,01475 |
| 4,1 | — 0,0041 | — 0,0075 | — 0,0180 | — 0,0182 | — 0,0200 | — 0,0188 | — 0,0182 | — 0,0170 | — 0,0158 |
| 4,2 | — 0,0027 | — 0,0062 | — 0,0160 | — 0,0170 | — 0,0192 | — 0,0185 | — 0,0185 | — 0,0171 | — 0,0160 |
| 4,3 | — 0,0013 | — 0,0051 | — 0,0141 | — 0,0160 | — 0,0182 | — 0,0181 | — 0,0180 | — 0,0169 | — 0,0160 |
| 4,4 | + 0,0000 | — 0,0040 | — 0,0122 | — 0,0150 | — 0,0172 | — 0,0176 | — 0,0173 | — 0,0165 | — 0,0158 |
| 4,5 | + 0,00069 | — 0,00291 | — 0,0104 | — 0,01389 | — 0,01561 | — 0,01657 | — 0,01618 | — 0,01587 | — 0,01537 |
| 4,6 | + 0,0010 | — 0,0020 | — 0,0088 | — 0,0119 | — 0,0141 | — 0,0150 | — 0,0150 | — 0,0150 | — 0,0148 |
| 4,7 | + 0,0008 | — 0,0011 | — 0,0072 | — 0,0100 | — 0,0123 | — 0,0133 | — 0,0136 | — 0,0140 | — 0,0141 |
| 4,8 | + 0,0006 | — 0,0003 | — 0,0056 | — 0,0083 | — 0,0104 | — 0,0115 | — 0,0121 | — 0,0125 | — 0,0131 |
| 4,9 | + 0,0003 | + 0,0002 | — 0,0041 | — 0,0066 | — 0,0085 | — 0,0097 | — 0,0104 | — 0,0110 | — 0,0118 |
| 5,0 | + 0,000 | + 0,0005 | — 0,0026 | — 0,0050 | — 0,0065 | — 0,0079 | — 0,0086 | — 0,0094 | — 0,0103 |
| 5,1 | — | + 0,0008 | — 0,0013 | — 0,0036 | — 0,0048 | — 0,0061 | — 0,0068 | — 0,0078 | — 0,0088 |
| 5,2 | — | + 0,0010 | — 0,0002 | — 0,0023 | — 0,0031 | — 0,0043 | — 0,0053 | — 0,0062 | — 0,0072 |
| 5,3 | — | + 0,0009 | + 0,0005 | — 0,0011 | — 0,0018 | — 0,0027 | — 0,0037 | — 0,0047 | — 0,0056 |
| 5,4 | — | + 0,0007 | + 0,0010 | + 0,000 | — 0,0008 | — 0,0015 | — 0,0023 | — 0,0033 | — 0,0040 |
| 5,5 | — | + 0,0005 | + 0,0013 | + 0,0005 | + 0,0000 | — 0,0005 | — 0,0015 | — 0,0020 | — 0,0030 |

## Übersicht IV

der Ordinaten der Einflußlinien für den Druck auf die Stütze, wenn sich die Lasten auf einer Seite der untersuchten Stütze befinden. Die Einflußlinien bilden nur einen Zweig.

| x \ y | 0,75 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,0 | + 0,6080 | + 0,5707 | + 0,4810 | + 0,4361 | + 0,4091 | + 0,3911 | + 0,3771 | + 0,3673 | + 0,3588 |
| 0,1 | + 0,6000 | + 0,5655 | + 0,4739 | + 0,4312 | + 0,4054 | + 0,3867 | + 0,3743 | + 0,3640 | + 0,3535 |
| 0,2 | + 0,5870 | + 0,5545 | + 0,4738 | + 0,4235 | + 0,3976 | + 0,3795 | + 0,3685 | + 0,3580 | + 0,3375 |
| 0,3 | + 0,5665 | + 0,5325 | + 0,4510 | + 0,4121 | + 0,3870 | + 0,3695 | + 0,3604 | + 0,3495 | + 0,3385 |
| 0,4 | + 0,5350 | + 0,4960 | + 0,4338 | + 0,3970 | + 0,3735 | + 0,3565 | + 0,3495 | + 0,3380 | + 0,3275 |
| 0,5 | + 0,4855 | + 0,4647 | + 0,4105 | + 0,3793 | + 0,3586 | + 0,3420 | + 0,3332 | + 0,3252 | + 0,3163 |
| 0,6 | + 0,4381 | + 0,4236 | + 0,3829 | + 0,3563 | + 0,3383 | + 0,3244 | + 0,3165 | + 0,3092 | + 0,3013 |
| 0,7 | + 0,3906 | + 0,3825 | + 0,3532 | + 0,3334 | + 0,3181 | + 0,3068 | + 0,2998 | + 0,2932 | + 0,2863 |
| 0,8 | + 0,3432 | + 0,3415 | + 0,3249 | + 0,3104 | + 0,2980 | + 0,2893 | + 0,2821 | + 0,2772 | + 0,2713 |
| 0,9 | + 0,2957 | + 0,3004 | + 0,2959 | + 0,2875 | + 0,2778 | + 0,2717 | + 0,2654 | + 0,2612 | + 0,2564 |
| 1,0 | + 0,2483 | + 0,2593 | + 0,2673 | + 0,2645 | + 0,2576 | + 0,2541 | + 0,2497 | + 0,2452 | + 0,2414 |
| 1,1 | + 0,2152 | + 0,2281 | + 0,2420 | + 0,2426 | + 0,2384 | + 0,2361 | + 0,2325 | + 0,2293 | + 0,2263 |
| 1,2 | + 0,1821 | + 0,1968 | + 0,2168 | + 0,2207 | + 0,2192 | + 0,2182 | + 0,2153 | + 0,2133 | + 0,2111 |
| 1,3 | + 0,1490 | + 0,1654 | + 0,1915 | + 0,1983 | + 0,1995 | + 0,2002 | + 0,1981 | + 0,1974 | + 0,1960 |
| 1,4 | + 0,1169 | + 0,1341 | + 0,1663 | + 0,1770 | + 0,1807 | + 0,1822 | + 0,1809 | + 0,1814 | + 0,1808 |
| 1,5 | + 0,0828 | + 0,1027 | + 0,1410 | + 0,15525 | + 0,16151 | + 0,1642 | + 0,1637 | + 0,1655 | + 0,1657 |
| 1,6 | + 0,00565 | + 0,0759 | + 0,1178 | + 0,1335 | + 0,1422 | + 0,1462 | + 0,1470 | + 0,1495 | + 0,1506 |
| 1,7 | + 0,0375 | + 0,0550 | + 0,0983 | + 0,1150 | + 0,1250 | + 0,1295 | + 0,1325 | + 0,1340 | + 0,1358 |
| 1,8 | + 0,0227 | + 0,0387 | + 0,0805 | + 0,0990 | + 0,1088 | + 0,1155 | + 0,1185 | + 0,1205 | + 0,1220 |
| 1,9 | + 0,0100 | + 0,0260 | + 0.0651 | + 0,0845 | + 0,0948 | + 0,1019 | + 0,1060 | + 0,1077 | + 0,1098 |
| 2,0 | + 0,00026 | + 0,01457 | + 0,05226 | + 0,0713 | + 0,0822 | + 0,0890 | + 0,09335 | + 0,09663 | + 0,0988 |
| 2,1 | — 0,0072 | + 0,0040 | + 0,0405 | + 0,0530 | + 0,0705 | + 0,0775 | + 0,0825 | + 0,0855 | + 0,0880 |
| 2,2 | — 0,0125 | — 0,0053 | + 0,0301 | + 0,0480 | + 0,0595 | + 0,0663 | + 0,0723 | + 0,0753 | + 0,0771 |
| 2,3 | — 0,0155 | — 0,0115 | + 0,0207 | + 0,0380 | + 0,0495 | + 0,0568 | + 0,0625 | + 0,0655 | + 0,0687 |
| 2,4 | — 0,0176 | — 0,0165 | + 0,0124 | + 0,0293 | + 0,0401 | + 0,0475 | + 0,0530 | + 0,0565 | + 0,0595 |
| 2,5 | — 0,01928 | — 0,02078 | + 0,00518 | + 0,02127 | + 0,03162 | + 0,03865 | + 0,04378 | + 0,04760 | + 0,05050 |
| 2,6 | — 0,0209 | — 0,0224 | — 0,0015 | + 0,0138 | + 0,02026 | + 0,0298 | + 0,0345 | + 0,0385 | + 0,0415 |
| 2,7 | — 0,0220 | — 0,0235 | — 0,0067 | + 0,0070 | + 0,0148 | + 0,0210 | + 0,0255 | + 0,0295 | + 0,0327 |
| 2,8 | — 0,0227 | — 0,0241 | — 0,0110 | + 0,0010 | + 0,0075 | + 0,0134 | + 0,0181 | + 0,0215 | + 0,0245 |
| 2,9 | — 0,0229 | — 0,0240 | — 0,0145 | — 0,0047 | + 0,0014 | + 0,0064 | + 0,0108 | + 0,0142 | + 0,0170 |
| 3,0 | — 0,02273 | — 0.02332 | — 0,01718 | — 0,01017 | + 0,00439 | + 0,00023 | + 0,00403 | + 0,00722 | + 0,00995 |
| 3,1 | — 0,0212 | — 0,0224 | — 0,0193 | — 0,0145 | — 0,0195 | — 0,0058 | — 0,0012 | + 0,0011 | + 0,0039 |
| 3,2 | — 0,0192 | — 0,0212 | — 0,0207 | — 0,0180 | — 0,0140 | — 0,0105 | — 0,0068 | — 0,0045 | — 0,0015 |
| 3,3 | — 0,0169 | — 0,0196 | — 0,0217 | — 0,0203 | — 0,0171 | — 0,0143 | — 0,0112 | — 0,0084 | — 0,0065 |
| 3,4 | — 0,0147 | — 0,0180 | — 0,0222 | — 0,0219 | — 0,0198 | — 0,0174 | — 0,0148 | — 0,0117 | — 0,0103 |
| 3,5 | — 0,01268 | — 0,01638 | — 0,02224 | — 0,02273 | — 0,0215 | — 0,0197 | — 0,01773 | — 0,01445 | — 0,01399 |
| 3,6 | — 0,0109 | — 0,0147 | — 0,0221 | — 0,0226 | — 0,0219 | — 0,0214 | — 0,0200 | — 0,0170 | — 0,0164 |
| 3,7 | — 0,0092 | — 0,0131 | — 0,0215 | — 0,0222 | — 0,0222 | — 0,0223 | — 0,0215 | — 0,0190 | — 0,0183 |
| 3,8 | — 0,0076 | — 0,0115 | — 0,0208 | — 0,0218 | — 0,0220 | — 0,0224 | — 0,0223 | — 0,0203 | — 0,0197 |
| 3,9 | — 0,0061 | — 0,0100 | — 0,0198 | — 0,0212 | — 0,0217 | — 0,0225 | — 0,0220 | — 0,0210 | — 0,0204 |
| 4,0 | — 0,0048 | — 0,0087 | — 0,0184 | — 0,0202 | — 0,0212 | — 0,0220 | — 0,0215 | — 0,0204 | — 0,0212 |
| 4,1 | — 0,0036 | — 0,0075 | — 0,0169 | — 0,0192 | — 0,0205 | — 0,0212 | — 0,0207 | — 0,0206 | — 0,0205 |
| 4,2 | — 0,0025 | — 0,0063 | — 0,0152 | — 0,0180 | — 0,0190 | — 0,0202 | — 0,0197 | — 0,0195 | — 0,0195 |
| 4,3 | — 0,0014 | — 0,0051 | — 0,0135 | — 0,0167 | — 0,0183 | — 0,0191 | — 0,0186 | — 0,0183 | — 0,0184 |
| 4,4 | — 0,0003 | — 0,0040 | — 0,0118 | — 0,0151 | — 0,0170 | — 0,0179 | — 0,0175 | — 0,0172 | — 0,0170 |
| 4,5 | — 0,00069 | — 0,00291 | — 0,01004 | — 0,01392 | — 0,01560 | — 0,01657 | — 0,01618 | — 0,01587 | — 0,01547 |
| 4,6 | + 0,0015 | — 0,00181 | — 0,0083 | — 0,0120 | — 0,0140 | — 0,0149 | — 0,0146 | — 0,0146 | — 0,0142 |
| 4,7 | + 0,0020 | — 0,0007 | — 0,0066 | — 0,0100 | — 0,0121 | — 0,0132 | — 0,0130 | — 0,0133 | — 0,0130 |
| 4,8 | + 0,0021 | + 0,0002 | — 0,0049 | — 0,0080 | — 0,0202 | — 0,0114 | — 0,0113 | — 0,0116 | — 0,0118 |
| 4,9 | + 0,0018 | + 0,0010 | — 0,0032 | — 0,0060 | — 0,0083 | — 0,0093 | — 0,0096 | — 0,0099 | — 0,0101 |
| 5,0 | + 0,0015 | + 0,0017 | — 0,0016 | — 0,0040 | — 0,0064 | — 0,0073 | — 0,0079 | — 0,0082 | — 0,0083 |
| 5,1 | + 0,0009 | + 0,0020 | — 0,0002 | — 0,0022 | — 0,0043 | — 0,0054 | — 0,0062 | — 0,0065 | — 0,0066 |
| 5,2 | + 0,0004 | + 0,0019 | + 0,0009 | — 0,0005 | — 0,0025 | — 0,0036 | — 0,0044 | — 0,0047 | — 0,0050 |
| 5,3 | + 0,0001 | + 0,00150 | + 0,0015 | + 0,0006 | — 0,0010 | — 0,0018 | — 0,0027 | — 0,0030 | — 0,0035 |
| 5,4 | + 0,000 | + 0,0004 | + 0,0018 | + 0,0018 | — 0,0001 | — 0,0005 | — 0,0010 | — 0,0016 | — 0,0021 |
| 5,5 | — | + 0,000 | + 0,0013 | + 0,0020 | + 0,0008 | + 0,0003 | — 0,000 | — 0,0005 | — 0,0010 |

2. Bei Feststellung des Festwertes der für die obengenannten Berechnungen erforderlichen, verhältnismäßigen Härte der Fahrbahn $\gamma = \frac{6 E J}{l^3 D}$ sind anzunehmen:

E = 2000000 kg/cm²,
J Trägheitsmoment mit Berücksichtigung des Abnützungsgrades,
l größter Abstand zwischen den Schwellenachsen,
D die Kraft, die die Halbschwelle um 1 cm in die Bettung hineindrückt $= \alpha \frac{a b}{2} C$. Die Bedeutung der Werte wurde früher angegeben. $\alpha = 0{,}9$ nach Petrow.
C die Schwellenunterlageziffer wird für Hauptbahnen bei Schotter gleich 5 kg/cm², bei sonstigen guten Bettungsarten = 4 kg/cm² und bei feinsandiger Bettung und überhaupt für Bahnen örtlicher Bedeutung gleich 3 angenommen*).

3. Die zulässigen Spannungen in den Schienen werden bei der Berechnung zu 3000 kg/cm² angenommen, wobei für die Bestimmung der Spannungen in den Schienen das Widerstandsmoment W in Übereinstimmung mit dem für die Bestimmung des Festwertes $\gamma$ angenommenen Trägheitsmoment J gewählt wird.

### II. Bestimmung der Beanspruchungen in der Bettung und in den Schwellen.

Die Bestimmung der Beanspruchungen in Bettung und Schwellen, die von dem größten, von den Schienen auf die Schwelle übertragenen, lotrechten Druck ($R_{max}$) des Lastensystems herrührt, erfolgt auf oben angegebene Art für die gegebene Geschwindigkeit in Abhängigkeit von den oben angegebenen, dynamischen Gegenwirkungen der Räder und dem Festwert m. Die Bettungsziffer ergibt sich aus $p = C y$, wo C die Schwellenunterlageziffer und y die größte Schwellenbelastung $= \frac{R_{max}}{D}$ ist. Die zulässigen Bettungsbeanspruchungen bei Schwellenunterlageziffern C = 3; 4 und 5 kg/cm² werden für die Berechnung zu 4; 5 und 6 kg/cm² angenommen. Die Biegungsbeanspruchung in guten Schwellen wird nach den Formeln und Tafeln von Dr. Zimmermann bestimmt und soll nicht über 250 kg/cm² gehen. Der Elastizitätsmodul des Holzes wird bei der Schwellenberechnung zu 120000 kg/cm² angenommen.

### III. Begrenzung der Höchstgeschwindigkeit.

Auf Grundlage dieser Berechnungen der Beanspruchungen in den einzelnen Teilen des Oberbaues werden die rechnungsmäßigen Höchstgeschwindigkeiten bestimmt. Diese Geschwindigkeiten sollen als einstweilige Größtwerte gelten bis zur Bestimmung der wirklichen, zulässigen Geschwindigkeiten vermittelst Versuchsfahrten. Für diese endgültige Bestimmung soll insbesondere gelten:

1. Die größten Geschwindigkeiten sollen unter keinen Umständen über die aus der Bauart der Lokomotiven sich ergebenden hinausgehen.

2. Geschwindigkeiten über 60 km/Std. werden nur zugelassen, wenn auf allen Schwellen Unterlagplatten vorhanden sind**).

3. In Krümmungen mit Halbmesser unter 600 m werden wenn in der Bauart der Lokomotive nicht besondere, die Kurveneinstellung erleichternde Einrichtungen getroffen sind, die größten regelmäßigen Geschwindigkeiten nach folgender Zusammenstellung eingeschränkt:

| Halbmesser in m | Größte Hundertsätze der Einschränkung der Regelgeschwindigkeit |
|---|---|
| 500 | 10 % |
| 450 | 15 „ |
| 400 | 20 „ |
| 350 | 25 „ |
| 300 | 30 „ |
| 250 | 35 „ |
| 200 | 40 „ |

4. Wenn Frosthügel vorhanden sind oder wenn die Bahn selbst aus irgend einem Grunde nicht ganz in gutem Zustande sich befindet, so werden die Größtgeschwindigkeiten herabgesetzt, ebenso in Weichen bei Ablenkung und bei Fahrten im geraden Gleis bei nicht zentralisierten und nicht verschlossenen Weichen.

Soweit die eigentliche Vorschrift. Es folgt ein Anhang, der allgemeine Anweisungen und eine Reihe von Beispielen bringt und daher für den ausübenden Ingenieur ebenfalls große Bedeutung besitzt.

Die Grundformeln zur Bestimmung des statischen Momentes M und des lotrechten Druckes R auf die Schwelle (bei durchgehender elastischer Auflagerung) sind

$$M_z = \frac{P l}{4} \sqrt[4]{\frac{2}{3} \gamma}$$

$$R_z = \frac{P}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2 \gamma}},$$

wobei $M_z$ das Moment unter der Last P in kg/cm, l der Schwellenachsabstand in cm, $\gamma = \frac{6 E J}{l^3 D}$ und D die die Halbschwelle um 1 cm niederdrückende Last ist. R ist der lotrechte Druck auf die Schwelle in kg. Bei der Ableitung dieser Formeln ist angenommen, daß auch negative Gegenwirkungen auftreten können für den Fall, daß Nachbarlasten Druck ausüben. In den Fällen, wo dieser Druck nicht stattfindet, (ein Festhalten durch die Schienennägel wird nicht berücksichtigt), erhöht sich der Wert von M und R um 9 v. H. d. i.

$$M_z = 1{,}09 \frac{P l}{4} \sqrt[4]{\frac{2}{3} \gamma}$$

$$R_z = 1{,}09 \frac{P}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2 \gamma}}.$$

Wenn außer der Last P noch Nachbarlasten $P_1, P_2 \ldots$ auf die Schiene wirken, so ist der Wert von M und R unter der Last P

$$M_z = \frac{P l}{4} \sqrt[4]{\frac{2 \gamma}{3}} + \frac{P_1 l}{4} \sqrt[4]{\frac{2 \gamma}{3}} \mu_1 + \frac{P_2 l}{4} \sqrt[4]{\frac{2}{3} \gamma} \mu_2 + \ldots$$

$$R_z = \frac{P}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2 \gamma}} + \frac{P_1}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2 \gamma}} \eta_1 + \frac{P_2}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2 \gamma}} \eta_2 + \ldots,$$

wobei $\mu$ und $\eta$ Festwerte für den Einfluß benachbarter Lasten sind. Diese Festwerte ergeben sich aus den Tafeln von Dr. Zimmermann (die Berechnung des Eisenbahnoberbaues, Berlin 1888, S. 284/85), wenn man darin $\varphi = \alpha x = \sqrt[4]{\frac{D}{4 E J l}} \cdot x$ setzt. Dabei ist $x_{(cm)}$ der Abstand der Lasten $P_1, P_2 \ldots$ von der Last P, E in $\frac{kg}{cm^2}$ die Elastizitätsziffer, J das Trägheitsmoment der Schiene und $l_{(cm)}$ der Abstand zwischen den Schwellenachsen.

*) Diese Werte sind überaus niedrig. Es hängt dies eben mit dem allgemein schlechten Zustand der russischen Bettung zusammen. Soferne mit C unsere Bettungsziffer gemeint ist, müßte übrigens die Dimension kg/cm³ sein.

**) Rußland hat auf Strecken zweiter Bedeutung noch häufig Schienen Form 22,5 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ mit Unterlagplatten nur an den Stößen oder auf jeder zweiten Schwelle. Dies und der Zustand der Bettung bildet die Hauptursache der in Rußland bekannten Schwellenverlegenheit.

Das dynamische Moment wird entsprechend der Vorschrift $M_d = mM_s$ angenommen, wobei für Güterzuglokomotiven $m = 1 + \frac{0{,}8\,V}{50}$ und für Personenzuglokomotiven $m = 1 + \frac{V}{100}$ ist. $V_{km/Std.}$ ist hierbei die Betriebsgeschwindigkeit.

Für die Beispiele werden, einer Schienenabnützung von etwa 6 mm entsprechend, $J = 0{,}83\,J_o$ und $W = 0{,}87\,W_o$, die Anzahl der Schwellen auf den km zu 1400 Stück, der Schwellenabstand zu $l = 75$ cm und die Schwellenunterlageziffer $C = 4$ angenommen. Für die meist gebrauchten russischen Schienenformen ergibt sich dann die Zusammenstellung*):

| Schienenform | | Ia | IIa | IIIa | IVa | 22,5 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Gewicht in kg/m | | 43,57 | 38,42 | 33,48 | 30,89 | 30,11 |
| Langen, verlegt in Werst | | 1676 | 8217 | 32502 | 10124 | 12542 |
| $J_{o\,cm^4}$ | | 1476 | 1222 | 968 | 751 | 707 |
| $J = 0{,}83\,J_{o\,cm^4}$ | | 1225 | 1044 | 803 | 623 | 587 |
| $W_{o\,cm^3}$ | | 210 | 172 | 147 | 123 | 118 |
| $W = 0{,}87\,W_{o\,cm^3}$ | | 183 | 150 | 128 | 107 | 103 |
| $\gamma = \frac{6\,EJ}{l^3 D}$ | für $D = 11421$ | 3,05 | 2,53 | 2,00 | 1,55 | 1,46 |
| | für $D = 12393$ | 2,81 | 2,33 | 1,84 | 1,43 | 1,35 |

$$D = \alpha \frac{ab}{2} C \text{ in kg}; \quad \alpha = 0{,}90; \quad C = 4.$$

Die Schwellenform Nr. 1: $a = 270$, $b = 25{,}5$, $D_1 = 12393$ kg.
3: $a = 270$, $b = 23{,}5$, $D_2 = 11421$ kg.

Beispiel 1.

Hälfte eines schweren amerikanischen Wagens mit 17,5 Tonnen Achsdruck (Abb. 10).

Der Festwert der Überlastung der Räder durch Federschwingung wird gleich 1,3 angenommen. Das größte Biegungsmoment bei Geschwindigkeit V wird

$$M_{max} = m \frac{P_1 l}{4} \sqrt[4]{\frac{2}{3}\gamma}\,(1{,}09 + \mu),$$

$$P_1 = 8750 \times 1{,}3 \quad \text{und} \quad m = 1 + \frac{0{,}8\,V}{80}.$$

Schwelle Nr. 3 angenommen. Spannung in der Schiene $\sigma = \frac{M_{max}}{W}$. Der größte Druck auf die Schwelle bei Geschwindigkeit V wird $R_{max} = m \frac{P_1}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2\gamma}}\,(1{,}09 + \eta)$. Die Wertziffer des Einflusses benachbarter Last $\mu$ und $\eta$, bestimmt nach der Formel $\alpha x = \sqrt[4]{\frac{D}{4\,EJ\,l}}\,x$, wird:

| Schienenform | Ia | IIa | IIIa | IVa | 22,5 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha x$ | 2,12 | 2,22 | 2,36 | 2,52 | 2,55 |
| $\mu$ | — 0,165 | — 0,153 | — 0,133 | — 0,113 | — 0,108 |
| $\eta$ | + 0,040 | + 0,021 | 0 | — 0,018 | — 0,02 |

*) Die Zusammenstellung gibt zugleich einen wertvollen Einblick in den derzeitigen russischen Oberbau. Die erste wagrechte Reihe ist aus $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ in kg/m umgerechnet. Die zweite wagrechte Reihe (verlegte Längen) ist einer anderen Quelle entnommen (Scheljeznodoroschnoje Djelo, Eksploatazia 1927, Nr. 7 bis 8). Außer den obigen Schienenformen finden sich hier noch vorgemerkt 24 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ Schienen 4872 Werst und 20 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ Schienen 1517 Werst.

Die größten, zulässigen Geschwindigkeiten bei Schienen verschiedener Formen können aus den Formeln bestimmt werden:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = m \frac{Pl}{4W} \sqrt[4]{\frac{2}{3}\gamma}\,(1{,}09 + \mu) = \left(1 + \frac{0{,}8\,V}{50}\right) \frac{Pl}{4W} \sqrt[4]{\frac{2}{3}\gamma}\,(1{,}+09\mu).$$

$$V = \left( \frac{\sigma}{\frac{Pl}{4W}\sqrt[4]{\frac{2}{3}\gamma}\,(1{,}09) + \mu)} - 1 \right) \frac{50}{0{,}8}.$$

Setzt man ein $\sigma = 3000$ kg/cm²; $P_1 = 1{,}3 \times 8750$ kg; $l = 75$ cm und $\gamma$, $\mu$ und W aus früherem, so erhält man

| Schienenform | Ia | IIa | IIIa | IVa | 22,5 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Zulässige größte Geschwindigkeit km/Std. | 83 | 61 | 47 | 34 | 30 |

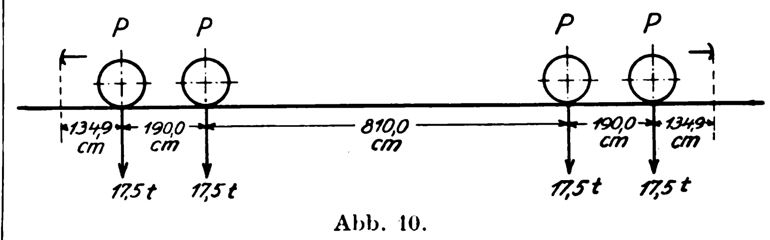



Abb. 10.

Bei diesen Geschwindigkeiten werden der größte, auf die Schwelle weitergegebene Druck und die Bettungsbeanspruchungen aus den Formeln bestimmt:

$$R_{max} = \left(1 + \frac{0{,}8V}{50}\right) \frac{P_1}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2\gamma}}\,(1{,}09 + \eta); \quad y = \frac{R_{max}}{D}.$$

Es wird dann:

| Schienenform | Ia | IIa | IIIa | IVa | 22,5 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| $R_{max}$ (kg) | 12449 | 11307 | 10051 | 9251 | 8023 |
| y (cm) | 1,09 | 0,99 | 0,88 | 0,81 | 0,79 |
| $p = Cy \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$ | 4,36 | 3,96 | 3,52 | 3,24 | 3,16 |

Es ergibt sich also ein Größtdruck von 4,36 kg/cm² für Form Ia bei V = 83 km/Std.

Zur Bestimmung der größten Biegungsbeanspruchung in der Schwelle sind die Zimmermannschen Hilfsgrößen:

$$L = \sqrt[4]{\frac{4\,EJ}{Cb}}; \quad \lambda_1 = \frac{a}{2L} \quad \text{und} \quad \varrho = \frac{79{,}6}{L}$$

erforderlich, wobei $E = 120000$ kg/cm²; $J = 5208$ cm⁴; $C = 4$; $b = 23{,}5$ cm; $a = 270$ cm und 79,6 cm der halbe Abstand der Schienenachsen (für russische Spur) ist. Es wird dann $L = 71{,}88$; $\lambda_1 = 1{,}88$; $\varrho_1 = \frac{79{,}6}{71{,}81} = 1{,}11$.

Wenn man $\lambda_1$ und $\varrho_1$ aus den Zimmermannschen Tafeln entnimmt, so findet sich $\frac{M_r}{P_1} = 12{,}3$, wo $M_r$ das die Schwelle biegende Moment ist unter spiegelgleicher Belastung durch die Kräfte $P_1$, die sich gleich $R_{max}$ für die Schienenform Ia bei V = 83 km/Std. ergeben:

$$M_r = 12449 \times 12{,}3;$$

die Schwellenbeanspruchung wird $\sigma = \frac{M_r}{W_1} = \frac{12449 \times 12{,}3}{670} = 228$ kg/cm², wobei $W_1$ das Widerstandsmoment für die Schwelle Nr. 3 gleich 670 cm³ ist. Auf diese Weise werden im vorliegenden Falle die zulässigen Höchstgeschwindigkeiten nach den Beanspruchungen in den Schienen bestimmt.

Beispiel 2.

Lokomotive der Reihe $E^{Ph}$.

Die statischen Lasten sind in der Zeichnung (Abb. 11) dargestellt. Das größte Moment wird unter dem führenden Rad $P_3$ bestimmt und findet sich nach der Formel

$$M_{max} = \frac{m\,l}{4} \sqrt[4]{\frac{2\,\gamma}{3}}\, \Sigma \mu P, \text{ wo } \Sigma \mu P = P_3 + \mu_1 (P_2 + P_4) + \mu_2 (P_1 + P_5).$$

Der größte Druck herrscht unter dem gleichen Rad und wird bestimmt nach der Formel $R_{max} = m \frac{1}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2\gamma}} \cdot \Sigma \eta\, P$, wo $\Sigma \eta P = P_3 + \eta_1 (P_2 + P_4) + \eta_2 (P_1 + P_5)$.

$$\alpha\, x = \sqrt[4]{\frac{12393}{75 \times 4 \times 2000000\, J}} \times \text{(Schwellen Nr. 1)};\quad x_1 = 142{,}2;\quad x_2 = 294{,}4.$$

| Schienenform | I a | II a | III a | IV a | 22,5 Pfund/Fuß |
|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha\, x_1$ | 1,62 | 1,70 | 1,80 | 1,92 | 1,95 |
| $\mu_1$ | — 0,207 | — 0,205 | — 0,198 | — 0,188 | — 0,185 |
| $\eta_1$ | + 0,188 | + 0,158 | + 0,123 | + 0,088 | + 0,080 |
| $\alpha\, x_2$ | 3,24 | 3,40 | 3,60 | 3,84 | 3,90 |
| $\mu_2$ | — 0,035 | — 0,024 | — 0,012 | — 0,003 | — 0,001 |
| $\eta_2$ | — 0,043 | — 0,041 | — 0,036 | — 0,030 | — 0,029 |

Für Schiene Ia: Für den Entwurf maßgebende Geschwindigkeit der Lokomotive V = 50 km/Std.; m = 1,8. Für die angenommene Geschwindigkeit sind die Werte der Reaktionen Z aus dem Betriebsbuch der Lokomotive: $P_1 = 10500$; $P_2 = 11000$; $P_3 = 16200$; $P_4 = 12300$ und $P_5 = 11400$ kg.

$$\Sigma \mu P = 16200 - 0{,}207\ (11000 + 12300) - 0{,}035\ (10500 + 11400) = 10610 \text{ kg}.$$

Der Einfluß der Laufachse wird vernachlässigt.

$$\sigma = \frac{1{,}8\, l}{4} \sqrt[4]{\frac{2}{3}\gamma} \times 10610;\quad W = 183;\quad \gamma = 2{,}81;\quad \sigma = 2289 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\Sigma \eta P = 16200 + 0{,}188\,(11000 + 12300) - 0{,}043\ (10500 + 11400) = 19638 \text{ kg};\quad R_{max} = 1{,}8 \times \frac{1}{2} \sqrt[4]{\frac{3}{2\gamma}} \times 19638 \text{ kg};$$

$$y = \frac{R_{max}}{D} = 1{,}22 \text{ cm};\quad p = 1{,}22 \times 4 = 4{,}88 \text{ kg/cm}^2.$$

Ebenso ergibt sich für Schienenform IIa: p = 4,92 kg/cm²; Form IIIa: p = 4,72 kg/cm²; IVa: p = 4,2 kg/cm² und Form

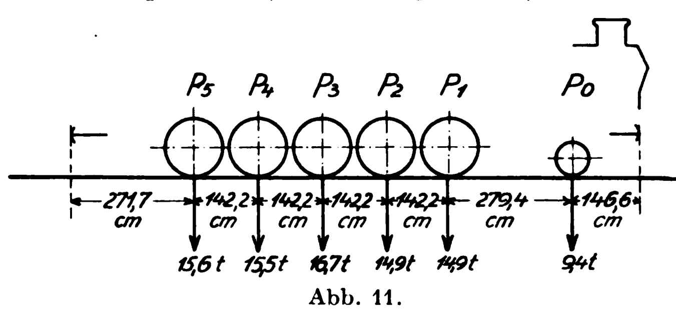



Abb. 11.

22,5 $\frac{\text{Pfund}}{\text{Fuß}}$: p = 4,08 kg/cm². Die größte Schwellenbeanspruchung ergibt sich also für Schiene IIa bei V = 50 km/Std. Dabei wird die größte Durchbiegung y = 1,23 cm und folglich $R_{max} = 1{,}23 \times 12393 = 15243$ kg.

Für Schwellen Form 1 wird $L = \sqrt[4]{\frac{4 \times 120000 \times 7011}{4 \times 25{,}5}} = 75{,}8$; $\lambda_1 = \frac{135}{75{,}8} = 1{,}78$ und $\varrho = \frac{79{,}6}{75{,}8} = 1{,}05$.

Für die bestimmten $\lambda_1$ und $\varrho$ erhält man aus den Zimmermannschen Tafeln für das Moment unter der Schiene

$$\frac{M_r}{P} = 12{,}32;\quad M_r = 12{,}32 \times 15243.$$

Die Beanspruchung in den I Schwellen wird $\sigma_1 = \frac{M_r}{W} = \frac{12{,}32 \times 15243}{848} = 221$ kg/cm². Infolgedessen werden die zulässigen Geschwindigkeiten für Schienen vorstehender Formen bestimmt für Ia und IIa nach dem Bettungsdruck und für die übrigen Formen nach der Biegungsbeanspruchung in den Schienen. Sie sind:

| Schienenform | I a | II a | III a | IV a | 22,5 Pfund/Fuß |
|---|---|---|---|---|---|
| Zulässige Geschwindigkeit in km/Std. | 50 | 50 | 45 | 33 | 30 |

## Rutschungen auf der Linie Dresden—Werdau beim Erweiterungsbau des Bahnhofs Zwickau i. Sa.

Von Reichsbahnrat Dipl.-Ing. **Endler**, Zwickau.

Für die Erweiterung des Bahnhofs Zwickau i. Sa. wurde vom Mai 1922 bis November 1925 rechts der Linie Dresden—Werdau zwischen km 131,2 und 131,6 ein zweigleisiger und in Fortsetzung nach Bahnhof Lichtentanne bis km 132,65 ein eingleisiger Einschnitt hergestellt, der eine Erweiterung und Vertiefung des alten Bahneinschnittes darstellt. Es wurden rund 300000 m³ lehmige, lettige und felsige Massen gewonnen, die etwa 2,5 km weit gefördert und zur Dammschüttung für die Erweiterung des Bahnhofs Zwickau i. Sa. verwendet wurden.

Die größte Einschnittstiefe beträgt bei km 132,18 23 m, zwischen km 131,85 und 132,1 14 bis 18 m.

Der Einschnitt liegt im Rotliegenden, einer Ablagerung des Perms und zwar von Zwickau aus zunächst im Oberrotliegenden und alsdann von etwa km 131,9 an im Mittelrotliegenden (s. Abb. 1).

Beide Formationen bestehen aus stark tonigen Schieferletten, in denen Konglomerate und Sandsteine — im Oberrotliegenden seltener, im Mittelrotliegenden häufiger — angetroffen werden. Die Sandsteine werden gern durch teils noch frischen, teils aber auch schon in Kaolin übergegangenen Feldspat arkoseartig. Im allgemeinen ist die Lagerung des Mittelrotliegenden fester, als die des Oberrotliegenden. Häufig unterscheidet sich das Oberrotliegende vom Mittelrotliegenden nur durch den Wechsel der Farbe, durch das Zurücktreten der grünen und das Vorherrschen der roten Farbe, die sich vom braunroten Farbton des Mittelrotliegenden bis zum Blutrot, ja grellem Ziegelrot steigert.

Der Ausstrich der untersten Stufe des oberen Rotliegenden zieht sich nach der geologischen Karte als ein 800 bis 1800 m breites Band von Leubnitz über Steinpleis, Brand, Zwickau-Marienthal nach dem westlichen Teil von Zwickau, woselbst sein Ausgehendes durch Verwertungen erheblich nach Südosten verschoben worden ist.

Im allgemeinen fallen die Schichten, wenn auch schwach. so doch mindestens 5° bis 10° deutlich nach Norden bis Nordnordwesten ein, so daß man von Süden nach Norden gehend die Ausstriche sämtlicher Stufen des mittleren und oberen Rotliegenden überschreitet (s. Abb. 1).

Durch den Anschnitt wurden deutliche Zeichen von Verwerfungen freigelegt. Neben ausgesprochenen Druckerscheinungen wurden Abweichungen von der allgemeinen Streichrichtung erkannt. So wurden bei der Straßenbrücke Brand-Planitz in km 132,05 Neigungswinkel von 18° bis 20°

nach dem Einschnitt, also nach Südwest zu gemessen. Auf die größte Länge des Einschnitts fallen sonst die Schichten mit etwa 12° bis 15° nach der Achse der Bahnlinie Dresden—Werdau hin ein.

Das durch die Humusschicht in das lettige Rotliegende leicht eindringende Wasser hat zweifellos in den oberen Schichten Ton mitgenommen und in dichteren Schichten die tonigen Bestandteile abgesetzt. Die mit Ton angereicherten Schichten sind teilweise wasserundurchlässig geworden; die Weiterleitung des Wassers in muldenartigen Einsenkungen hat zu Einbrüchen der oberen Schichten geführt. Neben Verwerfungen haben also auch die vom Wasser verursachten Einbrüche nach Zwickau zu die ursprüngliche Lagerung der Schichten gestört.

Solche wasserundurchlässige, tonige, grüngefärbte Bänke wurden verschiedentlich angeschnitten. Sie zeigten Stärken von 10 bis 80 cm. Merkwürdigerweise ist auf diesen Schichten meist eine etwa 5 bis 10 cm starke, kirschrote, kiesige, wasserführende Schicht vorgefunden worden. Eine solche etwa von km 131,4 bis 131,5 an der rechten Einschnittsseite verlaufende, nach Lichtentanne zu geneigte Schicht wurde wegen seiner bezeichnenden Farben (hellrot, kirschrot, graugrün) allgemein als Kouleurband bezeichnet. Weiterhin wurde zwischen der kirschroten (wasserführenden) und der grünen (wasserundurchlässigen) Schicht stellenweise eine dunkelgrüne bis schwarze, bisweilen bis 1 cm starke schmierig-tonige Schicht beobachtet, die nach chemischen Untersuchungen an der Technischen Hochschule Dresden aus Eisen- und Manganverbindungen enthaltendem, bitumenfreien Ton bestand. Diese Schmierschicht trocknete an der Luft bald aus, schwand stark zusammen und blätterte in Papierstärke ab. Außerdem wurden an den Spalten der zerklüfteten, rutschenden, felsartig anstehenden Massen an den Trennungsflächen hauchdünne, schwärzliche Überzüge der Trennflächen beobachtet.

Nicht unerwähnt soll bleiben, daß mehrere im Mittelrotliegenden angefahrene Quellen die Fähigkeit der sandsteinhaltigen Massen, Wasser zu führen, bestätigten, während das lettenreichere Oberrotliegende weniger wasserführend ist. Von den physikalischen Eigenschaften der die Formation bildenden Massen sei noch erwähnt, daß die lehmigen Bestandteile sehr leicht und in großen Mengen Wasser aufnahmen, so daß die Baugrube bei Niederschlägen fast ungangbar wurde und das Fördergleis nur mit größter Mühe fahrbar erhalten werden konnte. Die oft nur schwierig mit Hacke und Schaufel, ja sogar erst durch Sprengen gewonnenen felsartigen Teile (Kalktone und Sandsteine) zerfallen bei Einfluß von Wasser und Luft nach sehr kurzen Zeiten zu kleinkörnigen, ja bisweilen staubartigen Bestandteilen. Diese Beobachtungen wurden auf den Ablagerstellen dauernd gemacht. Luftabschluß scheint jedoch auch in Gegenwart von Wasser die Zerstörbarkeit zu verhindern: als 1926 Schleusengräben durch die 1923 geschütteten Dämme getrieben wurden, fanden sich darin gut erhaltene Felsstücke.

Als Anfang Februar 1923 durch den Bagger bei km 131,96 das Gelände in etwa 7,5 m Tiefe angeschnitten wurde, zeigten sich fünf etwa 10 bis 15 cm starke Tonschichten auf etwa 30 m Länge, die nach dem Einschnitt zu 10° bis 12°, nach Zwickau zu sogar 18° bis 20° fielen. Über diesen Schichten lagen wie oben erwähnt, bis 1 cm starke, schwarzgrüne, schmierige Schichten, die ein Abrutschen der auf ihnen lagernden Massen nach dem Einschnitt zu erwarten ließen. Diese Schichten waren im Gelände eingestreut und als farbige Streifen von verschiedener Länge sichtbar. Die erwarteten Rutschungen traten bereits Ende Februar und Anfang März 1923 ein. Zuerst rissen die auf der neuen $1\frac{1}{2}$füßig geplanten Böschung liegenden Massen ab und bewegten sich nach dem Einschnitt zu, sodann riß Anfang März das Land 5 m hinter der geplanten Böschungsoberkante ab und bewegte sich nach dem Einschnitt zu, 6 bis 7 m tiefe, 50 bis 60 cm breite Risse bildend. Begünstigt wurden diese Rutschungen zweifellos noch durch die an der neuen Böschungskante abgesetzten Haufen von Rasen und gutem Boden, ferner die über der Böschung noch anstehenden, vom Bagger nicht gefaßten Einschnittsmassen. Ebenfalls begünstigten die Erschütterungen des arbeitenden Baggers und der vorbeifahrenden Züge der Hauptlinie, sowie der Förderzüge des Unternehmers das

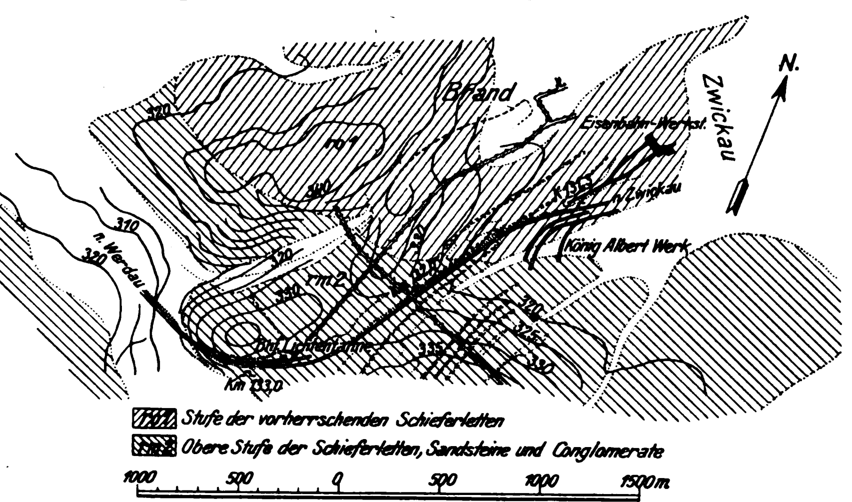



Abb. 1. Geologische Karte der Linie Dresden—Werdau zwischen km 131,2 und 133,0.

Abgleiten der Massen. Nach Eintritt dieser ersten Rutschungen wurden deshalb sofort folgende Gegenmaßnahmen getroffen:

1. Schließen der Risse zum Abhalten der Tagewässer,
2. Entlasten der Böschung durch Entfernen des an der Böschungsoberkante abgesetzten guten Bodens,
3. Abtreiben der vom Bagger nicht erfaßten, über der geplanten $1\frac{1}{2}$füßigen Böschung lagernden Massen,
4. Änderung der geplanten $1\frac{1}{2}$füßigen Böschung in 2füßige Böschung und
5. Anlage von 1 m breiten Bermen je auf 6 m Einschnittstiefe.

Nachdem die im Februar bis April 1923 entstandenen Rutschungen im Laufe des Jahres 1923 wenig Veränderungen gezeigt hatten und einen Stillstand der Rutschungen erwarten ließen, trat nach dem Tiefergehen des Baggers auf etwa 12 m plötzlich am 15. Dezember 1923 (bei einer Schneedecke von rund 1,0 m) eine umfangreiche neue Rutschung fast an derselben Stelle bei km 132,0 ein. Die Massen rissen auf 40 m Breite, 40 m weit über die Böschungsoberkante hinaus ab und bewegten sich nach dem Einschnitt zu. Zunächst senkte sich die Geländeoberfläche um 0,20 bis 0,30 m, aber schon am 4. Januar 1924 wurden 0,50 m, einige Monate später bis 2,0 m gemessen. 2000 bis 3000 m³ Massen waren in Bewegung geraten und bildeten auf der Oberfläche felsartige Gebilde. Das an Böschungsoberkante stehende Fernsprechdoppelgestänge wurde um Gestängebreite (1,5 m) seitwärts geschoben, so daß es bald ganz beseitigt werden mußte. Der Sammler der Drainagen der angrenzenden landwirtschaftlichen Flurstücke wurde durch die Rutschung zerstört und gab das in ihm geführte Wasser in das Rutschgelände ab.

Die Ursachen der Rutschungen beruhten auf der geologischen Lagerung und auf den physikalischen Eigen-

schaften der Formation. In dem Umstande, daß die rotliegenden Schichten an dieser Stelle gegen die Bahnlinie hin, d. h. im gleichen Sinne wie die Böschung einfallen, ist die Hauptursache für die Rutschungen zu suchen. Daß sich im Rotliegenden stark tonige Lettenlagen befinden, deren Tonsubstanz durch eindringende Tagewässer aufquillt und mehr oder weniger plastisch wird, begünstigte ferner die Bewegung der Massen. Die häufigen und heftigen Niederschläge des regnerischen Jahres 1923 und die Lage der Rutschung an der Wasserscheide der Pleiße und der Zwickauer Mulde treten als weitere ungünstige Einwirkungen auf. Die Zerstörung der Drainage der angrenzenden Felder trug außerdem zur Heranführung von Oberflächenwasser in das Rutschgebiet bei. Dazu kommt noch das während der Bewegung eingetretene Zerklüften der tonigen Massen, die die Wässer schwammartig ansaugten. Frost und Hitze begünstigten die Fortsetzung der Bewegung. Merkwürdig bleibt, daß die

1. Beseitigen des Schnees von der eingesunkenen Fläche, um das Eindringen des Tauwassers zu vermeiden,
2. Schließen der 3 bis 5 m tiefen Spalten,
3. Anlage eines Abfanggrabens um die Rutschstelle,
4. Ersatz der in der Rutschfläche liegenden Drainage durch einen Sammler außerhalb der Rutschung.

Als Mittel zum Festhalten der in Rutschung geratenen Massen wurden vorgeschlagen:

1. Bau einer Stützmauer am Böschungsfuß,
2. Abdichtung der gesamten Oberfläche, um das Eindringen des Wassers zu vermeiden,
3. Beseitigung aller Massen, die auf der tiefsten, an dem Fuße der Einschnittsböschung gerade noch zutage tretenden, grünen, wasserundurchlässigen Schicht liegen,
4. Abflachen der Böschung auf 1:4 oder flacher,
5. Einrammen von Betonpfählen durch die wasserführenden Schichten (zur Vergrößerung der Reibung),

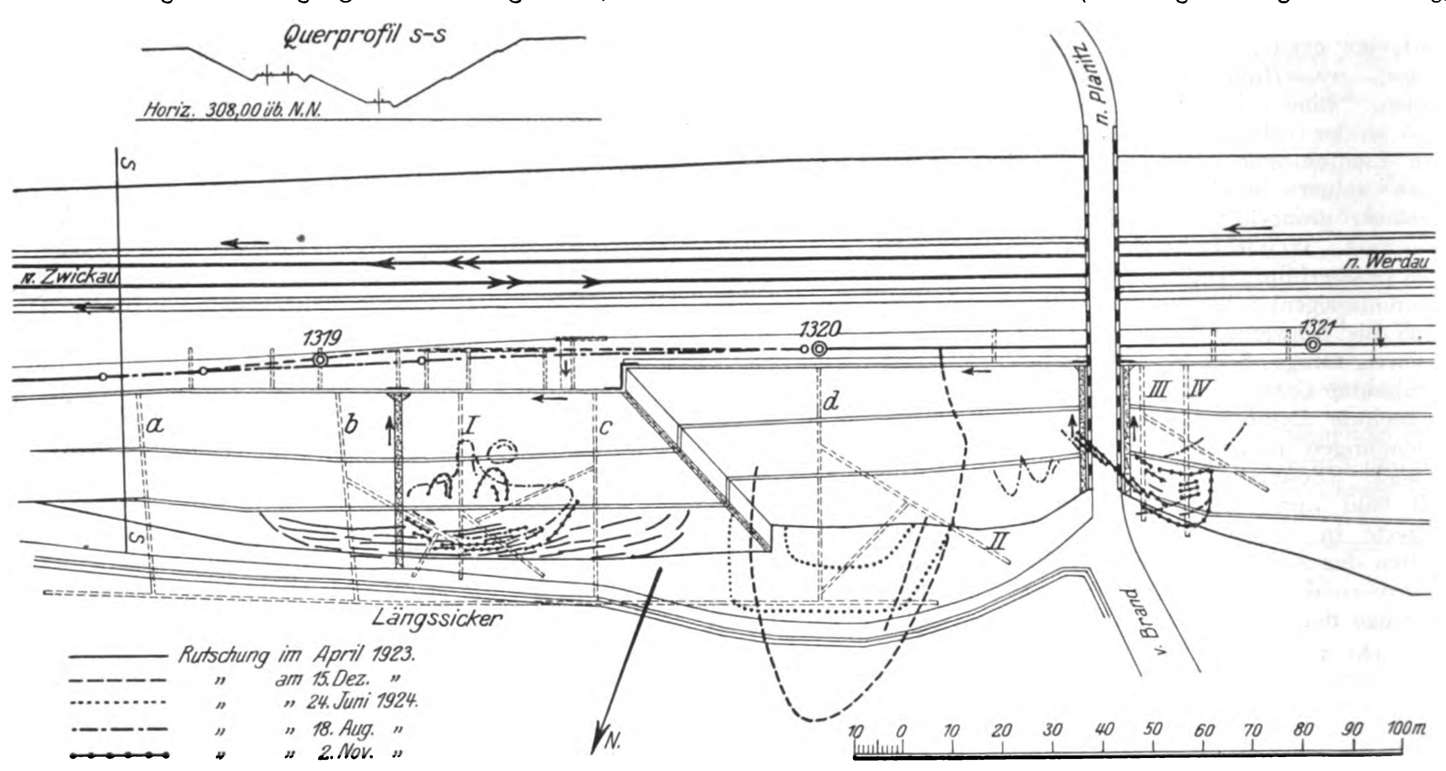



Abb. 2. Sickersystem zur Bekämpfung der Rutschungen zwischen km 131,8 und km 132,1 der Linie Dresden—Werdau.

Mitte der Rutschung ungefähr an der durch den Anschnitt bestätigten Grenze des Ober- und Mittelrotliegenden liegt (s. Abb. 1). Der Hydrologe sucht ja in den Verwerfungen an den geologischen Schichtenwechseln Wasser, was hier bestätigt wurde.

Die nur 50 m entfernt gelegene, 1923 neuerbaute Eisenbetonstraßenbrücke Brand-Planitz (durchgehender Träger auf fünf Stützen) wurde glücklicherweise nicht gefährdet, da die Gründungen in der gefährdeten Böschung tief genug angelegt waren.

Im Juni 1923 wurden beim Abbaggern der alten Bahnböschung Spuren von Sickern gefunden, die vermutlich beim Bau der Linie Dresden—Werdau in den vierziger Jahren des vorigen Jahrhunderts angelegt waren. Sie hatten etwa 6,0 m Abstand, waren 0,60 m bis 1,0 m tief und 1,0 m breit, mit Packlager ausgesetzt, aber zur Unkenntlichkeit verschlämmt. Offenbar haben schon unsere Vorgänger an dieser Stelle mit Rutschungen gekämpft, leider war jedoch in den Akten nicht darauf hingewiesen.

Bei Eintritt dieser Hauptrutschung wurden sofort folgende Maßnahmen ergriffen:

6. Wegziehen des Wassers durch eine Anzahl tiefer Brunnen, die die wasserführenden Schichten durchstoßen sollten.

Man entschied sich für eine durchgreifende Tiefsickeranlage, das die tiefsten, am Böschungsfuß des Einschnitts noch austretenden, wasserundurchlässigen Schichten durchstoßen und das Wasser zwangläufig in den als Vorfluter gewählten neuen böschungsseitigen Bahngraben abführen soll (s. Abb. 2).

Gleichlaufend mit Böschungsoberkante wurde ein bis 9,2 m tiefer Längssicker in 10 bis 15 m Abstand von Böschungsoberkante hergestellt, der von den Tiefpunkten der angetroffenen und durchstoßenen, wasserundurchlässigen Schichten das gesammelte Wasser durch vier in der Böschung hergestellte bis 10 m tiefe Quersicker nach dem Vorfluter, den Bahngruben, abführt. Auch diese Sicker wurden durch die angetroffenen wasserundurchlässigen Schichten durchgetrieben. An besonders gefährdeten Stellen wurden nach örtlichem Befund außerdem noch Stichquersicker und Diagonalsicker ausgeführt.

Bei Herstellen dieser Sicker wurde, wie schon erwähnt,

die wasserundurchlässige Schicht grundsätzlich durchstoßen, damit alles auf der wasserundurchlässigen Schicht geführte Wasser möglichst in den Sicker tropft; die Sickersohle wurde deshalb 30 bis 50 cm unter der Schichtunterkante hergestellt. Die über der wasserundurchlässigen Schicht liegenden Rutschflächen trockneten am Anschnitt schnell aus. Ebenso die an der Rutschfläche herausgepreßte schmierige Schicht, die in zwei bis drei Tagen abblätterte. Die einmal vorgefundenen, wasserundurchlässigen Schichten wurden verfolgt, oft waren sie senkrecht um 1,0 bis 1,5 m verworfen, oft änderten sie ihre Neigung. Die Sicker wurden 1,0 m breit angelegt. Die Sohle wurde durch eine 20 cm starke, abgerammte Schicht aus Töpferton nach unten gedichtet. Auf dieser Tonschicht wurde ein 10 bis 15 cm i. L. weites, poröses Drainagerohr verlegt. Bis 1,15 m unter Geländeoberkante wurde alsdann der Sicker mit gesunden Packlagersteinen ausgesetzt. Die Packlagerschicht wurde in 20 cm Stärke mit einer Grus-

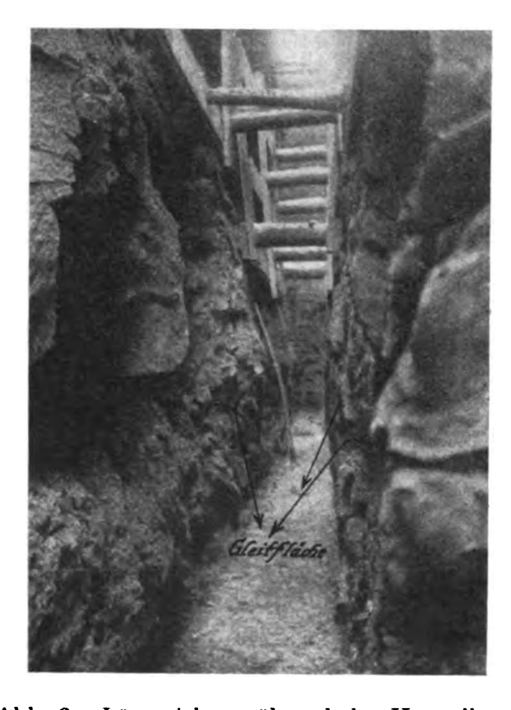



Abb. 3. Längssicker während der Herstellung.

schicht abgedeckt, auf dieser wurde alsdann 30 cm Schlacke eingebaut. Zur Abhaltung der Oberflächenwässer wurde alsdann eine Lehmschicht von 45 cm Stärke eingebaut und durch Stampfen gedichtet. Diese Schicht wurde mit einer 20 cm starken Humusschicht überzogen. Die Oberflächenwasser wurden durch teilweise gepflasterte Gräben an Böschungsoberkante abgefangen und durch gepflasterte Böschungsgerinne in den Bahngraben geführt. Nach Herstellen des Sickersystems wurden zweifüßige Böschungen mit Bermen hergestellt und mit Rasen und gutem Boden überzogen. Von einer Bepflanzung der Böschung mit dicht gesetztem Strauchwerk oder Bäumen wurde abgesehen.

Während des Baues der Sicker waren die Rutschmassen noch stark in Bewegung, so daß man gezwungen war, nur verhältnismäßig kurze Stücke aufzureißen. Während des Baues des Längssickers kamen hauptsächlich im Mittelpunkt der Rutschungen Verdrückungen der Baugrube bis 50 cm vor. Abb. 3 läßt an den tiefsten Steifen und Schalbrettern den Gebirgsdruck und im Vordergrunde rechts unten die Lage der Gleitfläche erkennen. Die wasserführende Schicht zeigte sich selbst durch nachstehende Beobachtung an. Die stark im Zwange liegenden seitlichen Massen drückten die Grabensohle 30 bis 50 cm über der gesuchten, wasserführenden Schicht in die Höhe, so daß die Massen, die vordem nur schwierig mit der Hacke gelöst werden konnten, leicht lösbar wurden. Das Durchstoßen der wasserundurchlässigen Schichten gelang nur mit Hilfe von Keilen und Hacken.

Als jenseits der Straßenbrücke sich im August und November 1924 ebenfalls kleinere Rutschungen zeigten, gelang die Herstellung des bei Stein 1320+65 geplanten Sickers nur unter erschwerten Umständen. Der von Lichtentanne her eintretende Druck vergrößerte sich plötzlich derart, daß der zur Sohlenbefestigung benötigte Ton gerade noch rechtzeitig eingebracht werden konnte. Kurz nach dem Verlegen der Drainrohre und nach dem Einsetzen der untersten



Abb. 4. Zustand der Rutschstelle im März 1927.

Packlagerschichten vergrößerte sich der Druck auf die Steifen so sehr, daß die im Sicker arbeitenden Mannschaften herausgezogen werden mußten, die Verfüllung des Sickers konnte nur durch Hineinwerfen von Packlagersteinen ausgeführt werden, während sonst das Packlager im Verbande eingesetzt wurde. Es wurde alsdann noch ein Sicker in etwa 10 m Entfernung bahnvorwärts senkrecht zum Einschnitt vorgetrieben, der die Rutschung zum Stehen brachte.

Es wurden etwa 465 lfd. Meter Tiefsicker von 6 bis 10 m Tiefe mit einem Kostenaufwand von rund 100000 ℳ hergestellt. An verschiedenen anderen Stellen des Einschnitts wurden außerdem noch kleinere Flachsicker bis etwa 1,7 m Tiefe in ähnlicher Ausbildung mit rund 20000 ℳ Kostenaufwand ausgeführt. Ihre Länge beträgt etwa insgesamt 245 m.

Weiter bahnvorwärts traten keinerlei Rutschungen mehr ein, obgleich vom ersten Bahnbau noch etwa 40 bis 50000 m³ seitlich abgelagerte Massen an der Böschungsoberkante lagern.

Diese Sicker haben die Rutschungen, die wohl zuletzt 10000 m³ Massen in Bewegung gesetzt hatten, zum Stehen gebracht. Abb. 4 zeigt den jetzigen Zustand der Rutschstelle. Die Sickerausläufe werden dauernd überwacht und führen auch immer Wasser.

Der eingetretene Erfolg beweist, daß die zwangläufige Wasserabführung aus dem Rutschgebiet die weitere Gefährdung des Einschnitts verhindert.

# Die Vollendung der Stellwerkanlage auf dem neuen Hauptbahnhof Stuttgart.

Von Reichsbahnoberrat **Rempis**, Stuttgart.

Hierzu Tafel 11.

Am 19. Dezember 1927 wurden auf dem Hauptbahnhof Stuttgart die Hallengleise 1 bis 4 und damit der letzte Teil der Gleisanlage auf dem Personenbahnhof dem Betrieb übergeben. Abb. 1, Taf. 11, zeigt die Gesamtgleisanlage des inneren Personenbahnhofs. Die im „Organ" auf Seite 26 des Jahrgangs 1923 wiedergegebene schematische Darstellung des Fernverkehrs hat durch die Fertigstellung des Personenbahnhofs die aus obenstehender Textabb. 1 ersichtliche Ergänzung erfahren. Für die drei Hauptrichtungen Feuerbach, Cannstatt, Böblingen stehen nunmehr 16 Hallengleise zur Verfügung, deren Benützung aus Textabb. 2, ersichtlich ist. Hiernach sind die Hallengleise 1 bis 7 an die Vorortgleise, 7 bis 16 an die Ferngleise angeschlossen. Die vorhandenen Weichenverbindungen würden auch noch die Ein- und Ausfahrt Feuerbach—Vorortverkehr auf Gleis 8 zulassen. Vorläufig sind jedoch die entsprechenden Fahrstraßen nicht eingerichtet. Es wäre aber nicht ganz richtig, den einen (nördlichen) Teil des Bahnhofs als reinen Vorortbahnhof und den andern Teil als Fernbahnhof zu bezeichnen, da je nach der Lage des Fahrplans und der Inanspruchnahme der um Stuttgart herumliegenden Vorbahnhöfe auch eine wechselseitige Benützung der Fern- und Vorortgleise vorkommt und demnach eine vollständige Trennung zwischen Fern- und Vorortverkehr hinsichtlich der Benützung der Hallengleise nicht durchgeführt ist.

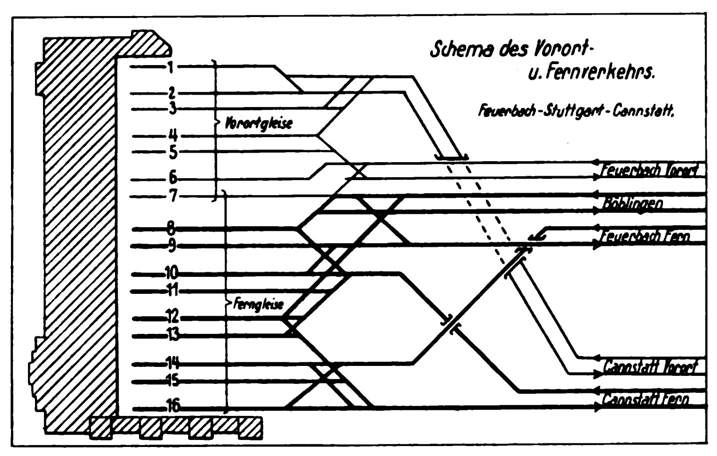



Abb. 1.

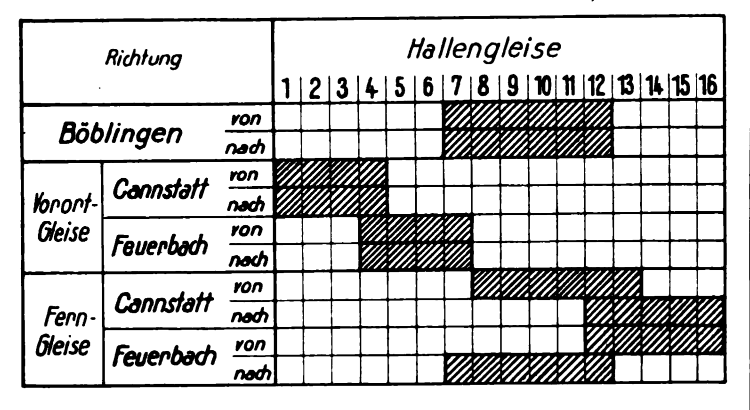



Abb. 2. Bildliche Darstellung der Gleisbenützung.

Für den Betrieb der Gleise 1 bis 6 wurde gegenüber dem Befehlsstellwerk 2 etwa in gleicher Linie ein weiteres elektrisches Querstellwerk 1 erstellt und ebenfalls als Befehlsstellwerk ausgestattet. (Textabb. 3 und 4, sowie Abb. 2 und 3, Taf. 11.) Eine Zusammenwirkung beider Stellwerke durch elektrische Zustimmungsabhängigkeit wegen Stellung einiger Weichen wird nur bei Zügen notwendig, die auf den Vorortgleisen Richtung Feuerbach und den Gleisen der Richtung Böblingen verkehren und die Hallengleise 4 bis 8 benützen. Die innere Einrichtung des Stellwerks 1 entspricht in seiner Gesamtanordnung der des Stellwerks 2. In der Mitte befinden sich die Fahrstraßensignalhebel, zu beiden Seiten die Hebel für die Weichen und Sperrsignale. Die Ein- und Ausfahrsignale zu sämtlichen über die Gleise 1 bis 6 führenden Fahrstraßen werden vom Fahrdienstleiter im Stellwerk 1 gestellt, der auch den Streckenblock für die Vorortgleise der Richtungen nach Cannstatt und Feuerbach zu bedienen hat. Das Ausfahrsignal zu Gleis 7 kann sowohl vom Stellwerk 1 als vom Stellwerk 2 aus bedient werden, je nachdem Züge auf der Vorortlinie Richtung Feuerbach oder den Fernlinien Richtung Böblingen und Feuerbach verkehren. Für die Ausfahrten auf dem Vorortgleis Cannstatt ist außer den an den Bahnsteigenden befindlichen inneren Ausfahrsignalen noch ein gemeinschaftliches äußeres Ausfahrsignal C vorhanden, das sich vor der Stelle befindet, wo sich die Cannstatter Vorortgleise mit der vom Verbindungsgleis 2 zu den Cannstatter Gütergleisen führenden Weichenstraße überschneiden (s. Abb. 1, Taf. 11). Dieses Signal C kann zugleich als Deckungssignal für die genannte Überschneidung angesehen werden und ist Streckenanfangsignal für das Vorortgleis nach Cannstatt. Die inneren Ausfahrsignale A 1 bis A 4 können erst auf Fahrt gestellt werden, wenn das äußere Signal Fahrt zeigt. Um die Fahrstraßen nicht unnötig lang festzulegen, sind die Ausfahrwege Vorort Cannstatt durch den Einbau von zwei isolierten Schienenstrecken derart unterteilt, daß der in jedem Stellwerksbezirk liegende Teil der Fahrstraße für sich aufgelöst werden kann, sobald die hinter der letzten Weiche dieses Bezirks liegende Isolierstrecke verlassen ist. Dadurch werden die Weichen für andere Fahrstraßen sofort wieder frei. Für die Einfahrt Vorort Cannstatt sind, verursacht durch die Abzweigung nach dem Güterbahnhof, zwei Einfahrsignale (H ½ und B) notwendig geworden. Das äußere ist zweiflüglig und befindet sich in angemessener Entfernung vor der bereits erwähnten Überschneidung der Cannstatter Vorortgleise. Ein Flügel gilt für die Personenzugfahrten nach den Hallengleisen 1 bis 4; zwei Flügel gelten für die Einfahrt in die Cannstatter Güterzugsgleise 18 und 19, die (wie aus Abb. 1, Taf. 11 ersichtlich) unmittelbar neben den

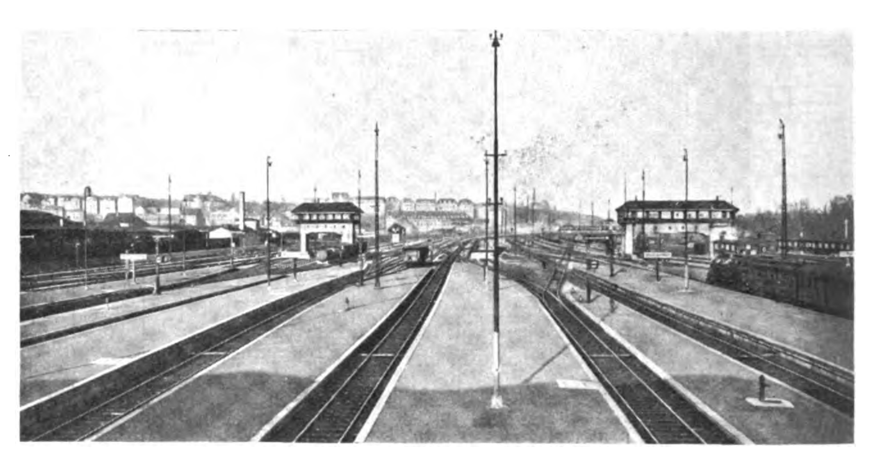


Abb. 3. Stuttgart Hbf. Sicht von der Bahnsteighalle aus.

Cannstatter Vorortgleisen liegen und in kurzer Entfernung vor den Hallen endigen, abgeschlossen durch feststehende Haltsignale. Damit die Personenzüge, falls die Einfahrt in den Personenbahnhof noch nicht frei ist, möglichst weit vorrücken können, wurde etwa 350 m hinter dem Einfahrsignal H $1/2$ ein weiteres einflügeliges Einfahrsignal B aufgestellt. Jedes der beiden Signale kann für sich gestellt werden, wodurch es möglich ist, die Personenzüge bei gesperrter Einfahrt bis zum inneren Einfahrsignal vorrücken zu lassen. Eine

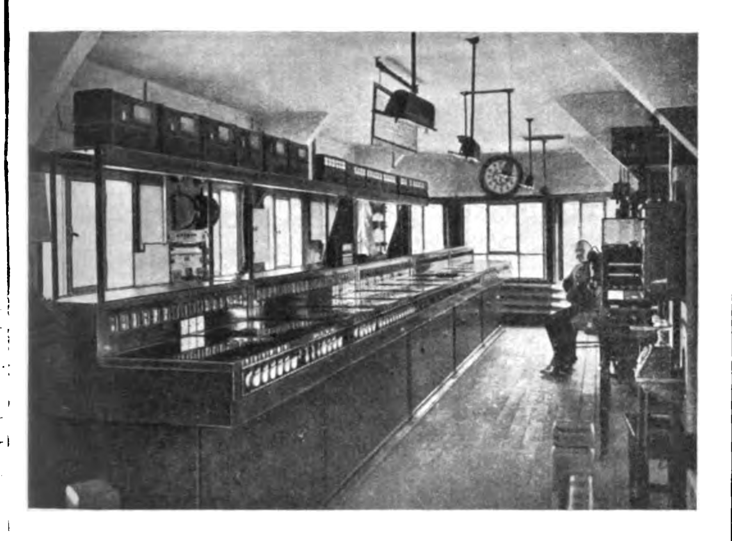


Abb. 4. Befehlsstellwerk 1.

besondere Abhängigkeit zwischen den beiden Einfahrsignalen besteht jedoch nicht, der Blockabschnitt der freien Strecke ist vielmehr bis zum inneren Einfahrsignal B durchgeführt worden. Die Ein- und Ausfahrten auf den Cannstatter Güterzugsgleisen 18 und 19 werden ebenfalls vom Befehlsstellwerk 1 aus gestellt. Das zum Güterbahnhof gehörige Stellwerk 4 gibt hierbei, weil dazu einige in seinem Bezirk liegende Weichen gestellt werden müssen, Zustimmung an Stellwerk 1. Diese Regelung durch Zustimmung ließ sich auch für die auf den Cannstatter Vorortgleisen verkehrenden Personenzüge nicht ganz vermeiden, weil die zur Überschneidung dieser Gleise gehörigen Weichen ebenfalls in das unmittelbar danebenliegende Stellwerk 4 einbezogen werden mußten.

In Abhängigkeit von Stellwerk 1 steht das neue elektrisch eingerichtete Stellwerk 5 (Abb. 4, Taf. 11). (Das in der Beschreibung, Jahrgang 1923 Seite 27 erwähnte Stellwerk 5 ist ein anderes und hat später die Nummer 13 erhalten.) In ähnlicher Weise wie Stellwerk 3 für die Ausfahrten nach dem Abstellbahnhof über die Verbindungsgleise 3 bis 5 ist Stellwerk 5 Befehlsstellwerk für die Ausfahrten nach dem Abstellbahnhof über das Verbindungsgleis 2, auf dem ebenso wie bei den übrigen Verbindungsgleisen selbsttätige eingleisige Streckenblockung nach der Bauart **Jüdel** mit Ein- und Ausfahrsignalen eingerichtet ist. Alle Einfahrten vom Abstellbahnhof über das Verbindungsgleis 2 nach den Hallengleisen oder in die zwischen den Cannstatter und Feuerbacher Vorortgleisen liegende Wartegruppe (Vorort- und Abstellgleise) kann Stellwerk 5 nur stellen, wenn es Zustimmung vom Befehlsstellwerk 1 aus erhalten hat.

Während im ersten Bauteil des neuen Hauptbahnhofs (die Gleise 9 bis 16 umfassend) ebenso für die etwas später hinzugekommenen Gleise 7 und 8 die Gleisfreimeldung für die Einfahrten in die Hallengleise durch einen Gleisfreimelder auf dem Hallensteg erfolgte (Jahrgang 1923, S. 29), ist für die neuen Gleise 1 bis 6 die selbsttätige Gleisfreimeldung mit Wechselstrom nach der Bauart von **Siemens & Halske**, entsprechend dem Vorgang auf dem Hauptbahnhof Leipzig eingerichtet worden. Die allgemeine Anordnung der Schaltung ist aus Textabb. 5 ersichtlich. Die Zweiphasenblockrelais sind über der Hebelbank des Befehlsstellwerks 1 angebracht (s. Textabb. 4). Der Gleisstrom kommt von der Umformerstation im Untergeschoß des Empfangsgebäudes. Der Blocktransformator befindet sich in einem besonderen Gehäuse auf dem Bahnsteig zwischen Gleis 2 und 3 (s. auch Abb. 1, Taf. 11). Eine allgemeine Beschreibung einer derartigen Einrichtung ist in dem Sonderheft zu **Glasers Annalen** vom 1. Juli 1927, S. 172 enthalten, auf die hingewiesen werden darf. Die Isolierung der Hallengleise endigt jeweils vor der ersten Weiche. Da die isolierten Strecken infolgedessen nicht gleich lang sind, so wurde zur Sicherheit fahrdienstlich angeordnet, daß die selbsttätige Gleisfreimeldung nur für die in den Hallen befindlichen Gleislängen Gültigkeit hat, während für den Bezirk zwischen Hallenende und Stellwerk 1 die Fahrstraßenprüfung ungeachtet der in diesen Teil noch hereinragenden Isolierstrecken durch Augenschein vorzunehmen ist. Es ist vorbehalten, die selbsttätige Bauart auf sämtliche Gleise auszudehnen, sobald sie auf den Gleisen 1 bis 6 genügend lang erprobt sein wird.

Hinsichtlich des Bauvorgangs seit Eröffnung des ersten Bauteils ist noch kurz zu erwähnen, daß sich zuerst die weiteren Gleise 7 und 8 unter Einbezug der Fahrwege in das Stellwerk 2 anreihten, um den in dem ersten Bauteil nur behelfsmäßig eingeführten Gleisen der Böblinger Linie die endgültige Lage zu geben. Zu einem späteren Zeitpunkt folgte die Inbetriebnahme der Hallengleise 5 und 6, an die die Cannstatter Vorortgleise der freien Strecke zunächst ebenfalls behelfsmäßig an-

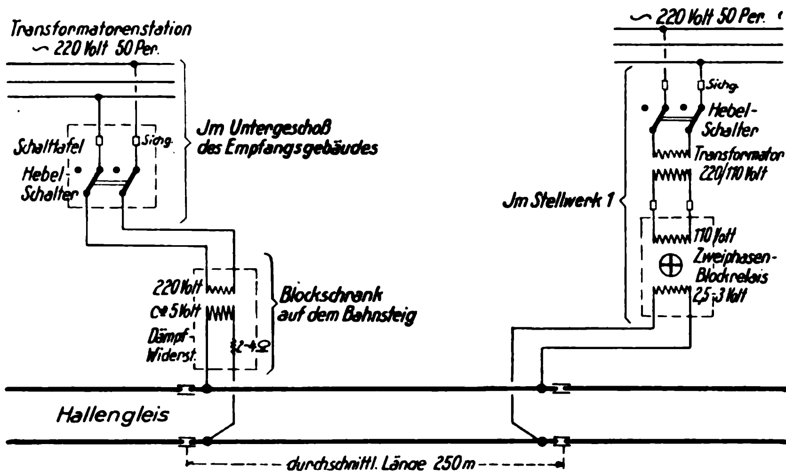



Abb. 5. Schaltung für die selbsttätige Gleisfreimeldung.

geschlossen werden konnten. Mit dem Bau des Stellwerks 1 wurde so zeitig begonnen, daß es zur Inbetriebnahme der Hallengleise 5 und 6 herangezogen werden konnte unter Belegung eines Teils des gleich in seiner ganzen Länge für den Vollausbau angelieferten Hebelwerks. Für die zuletzt nötige gleichzeitige Inbetriebnahme der Gleise 1 bis 4 waren dann im Hebelwerk des Stellwerks 1 nur noch kleinere Einbauarbeiten nötig. Diese schrittweise Inbetriebnahme aller neuen Gleise ging ohne jede Störung vor sich.

# Berichte.

## Allgemeines.

### Das Eisenbahnnetz von Afrika.

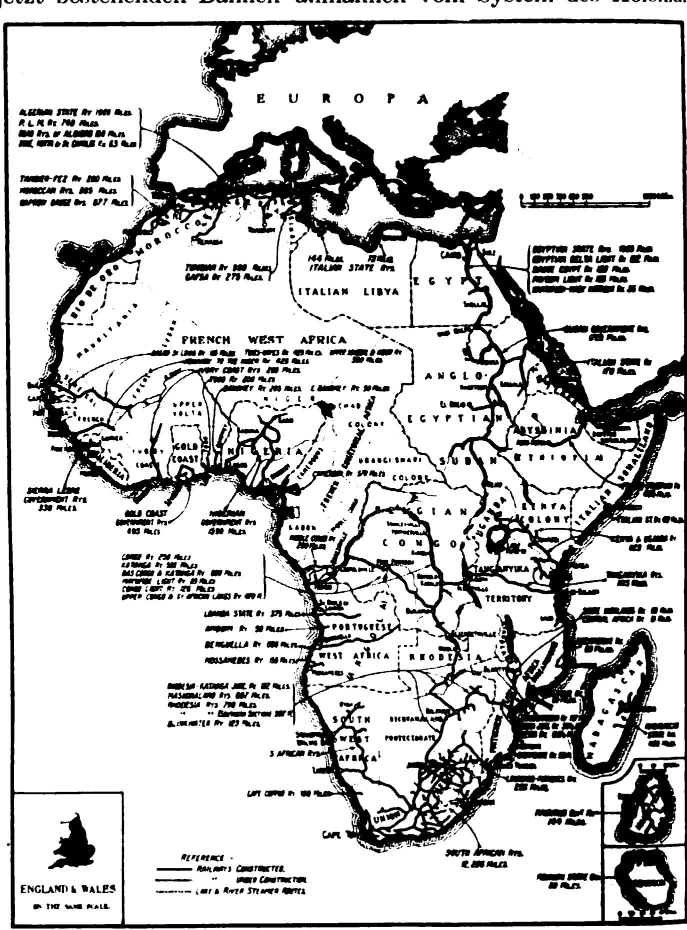
Afrika besitzt z. Z. ein Eisenbahnnetz von rund 61 380 km Gesamtlänge. Die einzelnen Bahnen sind ganz ungleichmäßig über ein Gebiet verteilt, das dreimal so groß ist als Europa. Jedoch läßt sich ein Vergleich mit europäischen Verhältnissen nicht wohl anstellen, weil die Verhältnisse in beiden Erdteilen zu sehr voneinander abweichen. Der Vergleich mit den ebenfalls erst in der Aufschließung begriffenen Erdteilen Süd-Amerika und Australien zeigt aber, daß Afrika mit rund 4,3 km Eisenbahnlänge auf 10 000 Einwohner gegen jenes mit 13,1 und dieses mit 72,5 km ebenfalls noch stark im Rückstand ist.

Die nachstehende Zusammenstellung zeigt die Verteilung der afrikanischen Eisenbahnlinien nach Ländern bzw. Kolonien und Spurweite getrennt:

| Land | Länge der Eisenbahnen in km | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | insgesamt | mit einer Spurweite von | | | | |
| | | 1435 mm | 1067 mm | 1000 mm | 762 mm | 610 mm |
| Südafrikanische Union mit Südwest-Afrika | 20500 | — | 18800 | — | — | 1700 |
| Algier | 4630 | 2480 | 1480 | 615 | — | 55 |
| Ägypten | 4480 | 2800 | — | 250 | 1430 | — |
| Französisch Westafrika mit Togo | 3410 | — | — | 3410 | — | — |
| Rhodesien | 3020 | — | 3020 | — | — | — |
| Belgisch Kongo | 3000 | — | 1470 | 760 | 410 | 360 |
| Sudan | 2780 | — | 2780 | — | — | — |
| Nigeria | 2580 | — | 2360 | — | 220 | — |
| Marokko | 2310 | 670 | — | 120 | — | 1520 |
| Tunis | 2040 | 510 | — | 1530 | — | — |
| Kenya und Uganda | 1820 | — | — | 1820 | — | — |
| Tanganyika (Deutsch-Ost-Afrika) | 1800 | — | — | 1700 | — | 100 |
| Angola | 1650 | — | 805 | 515 | — | 330 |
| Franz. Äquatorial-Afrika | 1080 | — | — | 920 | — | 160 |
| Mozambique | 1020 | — | 920 | — | — | 100 |
| Gold Küste | 810 | — | 795 | — | 15 | — |
| Abessinien | 800 | — | — | 800 | — | — |
| Madagaskar | 690 | — | — | 690 | — | — |
| Italienische Zone | 650 | — | — | 650 | — | — |
| Betschuanaland | 640 | — | 640 | — | — | — |
| Sierra Leone | 540 | — | — | — | 540 | — |
| Nyassaland | 540 | — | 540 | — | — | — |
| Mauritius | 230 | 190 | — | — | 40 | — |
| Spanische Zone | 230 | — | — | 125 | — | 105 |
| Reunion | 130 | — | — | 130 | — | — |
| Insgesamt | 61380 | 6650 | 33610 | 14035 | 2655 | 4430 |

Die nebenstehende Karte zeigt die Verteilung dieser Bahnen. Am dichtesten ist das Netz der **Südafrikanischen Eisenbahnen**, die wohl auch als das am besten betriebene Eisenbahnunternehmen Afrikas gelten dürfen. Die Entwicklung dieses Netzes ist ganz ausnahmsweise rasch vor sich gegangen. Die erste Bahn in Südafrika wurde 1859 gebaut 1870 gab es in dem heutigen Unionsgebiet erst 110 km, nach dem Burenkrieg im Jahre 1902 schon 7850 km Bahnen. Im Jahre 1910 wurden die vorher getrennt betriebenen Bahnen der einzelnen Landesteile zu **einem** 11 400 km langen Netz zusammengefaßt und dieses hat sich im Verlauf der anschließenden zehn Jahre nochmals um 35% vergrößert.

Nach dem vollspurigen Ausbau der Ägyptischen Staatsbahnen sind die jetzt vorhandenen Teile der **Kap-Kairo Bahn** im Norden in Vollspur, von Süden her in Kapspur angelegt. Aus der Karte ist zu ersehen, daß diese durchgehende Verbindung, sofern die schiffbaren Wasserläufe zu Hilfe genommen werden, schon jetzt fast vollkommen ist. Die im wesentlichen parallel zur Küste laufende Bahn verspricht jedoch gegenüber dem billigeren Seetransport keine wirtschaftlichen Vorteile; ihr Vollausbau dürfte daher nicht die wichtigste Aufgabe des afrikanischen Eisenbahnbaues in den nächsten Jahren sein. Es wird vielmehr eher zu erwarten sein, daß zunächst einmal die wichtigeren der jetzt bestehenden Bahnen allmählich vom System des Kolonialbahnbetriebes zu einer mehr europäischen oder wegen der großen Entfernungen wahrscheinlich sogar mehr amerikanischen Betriebsweise übergehen, wozu vor allem auch der Umbau der Strecken auf schwereren Oberbau und ein Ausgleich der jetzt vielfach vorhandenen scharfen Krümmungen und starken Steigungen gehört. Der Anfang zu diesen Arbeiten ist mancherorts schon gemacht. Beispielsweise hat die **Kenya und Uganda-Bahn** neuerdings schon unterspurige Lokomotiven mit 18 t Achsdruck in Betrieb genommen. R. D.




Eisenbahnkarte von Afrika.

(The Railw. Eng., Januar 1928.)

### Neuerungen im Gütertransport.

Wie bei uns beschäftigt man sich auch bei anderen Eisenbahnverwaltungen mit der Frage der Beförderung der Güter von Haus zu Haus, also mit der Frage der Verwendung von Frachtkästen. Die London Midland and Scottish Railway Comp. hat mit gutem Erfolg in den beiden letzten Jahren ausgedehnte Versuche mit dem Versand der Güter in Frachtkästen gemacht. Etwa 300 Frachtkästen stehen dort bereits im Dienst. Es sind vier Typen ausgebildet worden, nämlich zwei als offene und zwei als geschlossene Kästen. Sowohl von den offenen wie von den geschlossenen ist je eine Type so groß bemessen, daß der Kasten die ganze Ladefläche eines gewöhnlichen offenen 10 t-Wagens einnimmt, während bei der anderen der Kasten nur die halbe Ladefläche beansprucht. Außerdem wurde noch für Versuchszwecke

ein besonderes Fahrgestell für die Beförderung der Frachtkästen in den Straßen gebaut (Abb. 1). Die Frachtkästen sind mit herabklappbaren oder aufklappbaren Wänden versehen. Die Wände des offenen Frachtkastens können ganz zusammengelegt werden, so daß im Falle des Leerversandes sechs oder sieben Kästen auf einem offenen Güterwagen untergebracht werden können. Die Kästen werden vom Hause des Versenders mit Lastkraftwagen zum Bahnhof gebracht, mit Kran auf den Eisenbahnwagen gehoben (siehe Abb. 2), auf der Empfangsstation mit Kran wieder auf einen Lastkraftwagen umgestellt und zum Hause des Empfängers gebracht.

Um unwirtschaftliche Verwendung zu vermeiden stehen sämtliche Frachtkästen unter der Oberaufsicht des Güterverkehrsleiters in Euston, in dessen Zimmer eine Tafel hängt, auf der die Bewegung eines jeden Kastens dargestellt wird. Die unmittelbare Aufsicht führen die Bezirksverkehrsleiter, denen je eine bestimmte Zahl von Kästen zugeteilt ist.

Anforderung und Ausgleich an Kästen vollziehen sich wie bei den Wagen. Im allgemeinen wird ein Kasten an den Verfrachter nur abgegeben, wenn er mindestens eine Tonne Gut zu versenden hat. Zahlreiche Firmen, die bisher solche Mengen mit Straßenfahrzeugen befördert hatten, bedienen sich jetzt der neuen Einrichtung. Sie sparen an Verpackungskosten und haben den Vorteil, daß das Gut im Falle eines weiteren Weges rascher befördert wird als mit Lastkraftwagen.

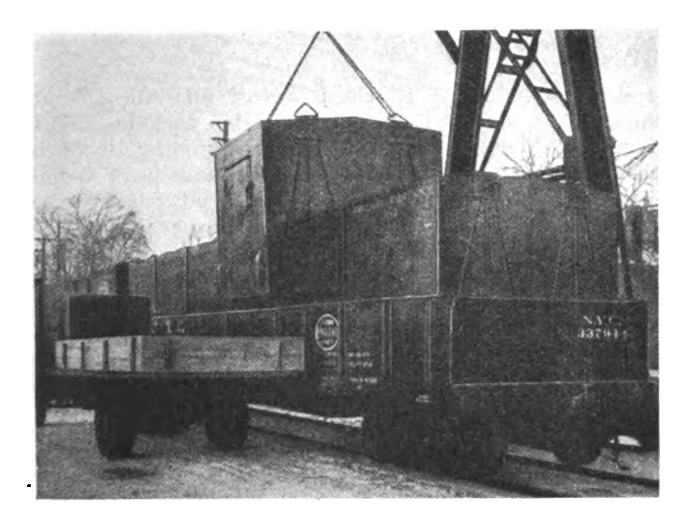


Abb. 2. Verladen der Frachtkästen auf offene Güterwagen.

Die Einführung der Frachtkästen ist von besonderem Vorteil auch für die Benützung der Lagerhäuser, die die Eisenbahngesellschaft an zahlreichen Plätzen Erzeugerfirmen zur Verfügung stellt, so daß diese in unmittelbarer Nähe der Abnehmer Vorrats- und Verteillager besitzen. Es werden regelmäßige Umläufe der Frachtkästen eingerichtet, die z. B. täglich zu einer bestimmten Zeit beladen von der Fabrik abgehen, die Nacht hindurch rollen, morgens am Bestimmungsort entladen und dann wieder zur Fabrik zurückgesandt werden. Wie sehr diese Art der Warenverteilung sich eingebürgert hat, geht daraus hervor, daß die Zahl dieser Verteillager von 33 im Jahre 1922 auf 400 im Jahre 1927 angewachsen ist.

Auch in den Vereinigten Staaten wird lebhaft für die Einführung der Frachtkästen geworben. Es wird darauf hingewiesen, daß die Behandlung des Gutes wesentlich vereinfacht wird und daß die Eisenbahn auch für Nahentfernungen wettbewerbsfähig bleibt wegen der verringerten Behandlungskosten des Gutes. Der Frachtkasten ist besonders geeignet für den Versand leichtverderblicher Güter, die rasch befördert werden müssen. Die Frachtkästen machen die Wagen rasch für andere Verwendung wieder frei, weil sie in 20 Minuten auf- oder abgeladen sind. Sie entlasten die Güterböden, verringern die Zahl der Entschädigungsansprüche für verlorenes oder beschädigtes Gut und gestatten die Einrichtung von raschen Umläufen für regelmäßig zu versendende Güter, besonders mit Ausnützung der Nacht als Laufzeit. Schließlich verringern sie die Verpackungskosten, weil die Verpackung vielfach ganz entbehrlich wird, und die

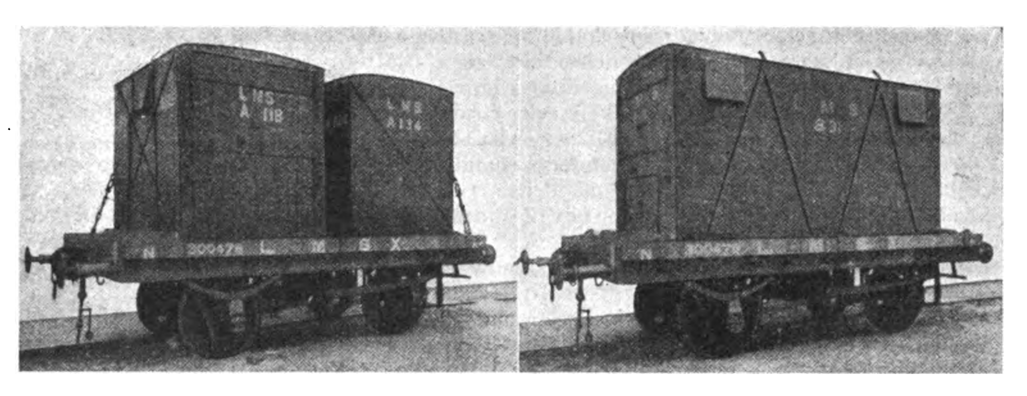


Abb. 1. Fahrgestell für die Beförderung der Frachtkästen.

An- und Abfuhrgebühren, weil die Lade- und Entladezeit klein und die Ladefähigkeit der Lastwagen voll ausgenützt wird. Für den Erfolg der Einführung von Frachtkästen ist Voraussetzung, daß Eisenbahn und Spedition gut zusammen arbeiten, wenn nicht die Eisenbahnverwaltungen es vorziehen auch die Beförderung der Frachtkästen von und zu den Bahnhöfen selbst zu übernehmen.

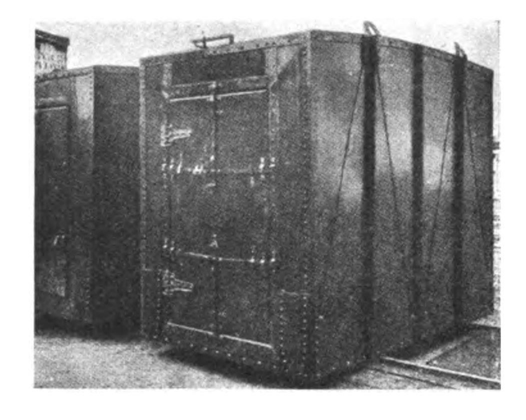


Abb. 3. Geschlossener Frachtkasten.

Eine Speditionsgesellschaft in New York hat seit etwa fünf Jahren in steigendem Maße Frachtkästen in Verwendung genommen. Sie sind aus Stahlblech gebaut, besitzen verschließbare Türen und tragen vier Ösen an den Ecken zum Anbringen der Hubseile für das Verladen mittels Kran. Die Bauart kann aus Abb. 3 erkannt werden.

Außerdem sind für die besonderen Zwecke der Bauindustrie Kästen eingeführt worden, die sich gut bewähren sollen. Diese sind ebenfalls aus Stahlblech hergestellt und haben Vorrichtungen zum Öffnen und Schließen des aufklappbaren Bodens. Ein Kasten faßt 3000 Ziegelsteine und enthält damit die Ladung für einen Lastkraftwagen. Zwölf Kästen finden Platz auf einem offenen Eisenbahnwagen. Der Versand der Ziegelsteine kann daher in kleinen Einheiten von einem Kasten zu 3000 Steinen bis zu einer Wagenladung zu 36000 Steinen oder einem Vielfachen davon erfolgen. Die Kästen werden in den Ziegeleien mit Hilfe maschineller Vorrichtungen mit den Steinen beladen und mit Kranen auf Lastwagen oder Eisenbahnwagen gehoben. Beim Entladen wird der Kasten dicht über den Lastwagen gebracht und der Boden langsam aufgeklappt, so daß die Steine ohne zu brechen auf den Lastwagen rutschen. Die Kasten werden auch für den Transport anderer Güter, wie Bruchsteine, Kalk usw. verwendet. Die Ladekosten werden durch die Verwendung der Kästen ganz beträchtlich herabgesetzt. Eb.

# Buchbesprechungen.

Der Verein deutscher Eisenhüttenleute hat ein

**Werkstoff-Handbuch „Stahl und Eisen“**

herausgegeben, das in knapper verständlicher Form Zahlenwerte gibt, dem Werkstoffverbraucher über die Werkstoffe und ihre Eigenschaften, dem Erzeuger über die Verwendungszwecke und Beanspruchungen, denen seine Stähle später ausgesetzt sind.

Es ist in Form eines Ringbuches mit losen Blättern gestaltet, so daß Nachträge leicht eingereiht werden können.

Die Blätter des Handbuchs sind in vier Gruppen unterteilt: In der ersten Gruppe werden die Eigenschaften und ihre Prüfung für jede Eigenschaft besonders behandelt. Als Gegenstück befassen sich die zweite und dritte Gruppe mit den einzelnen Stahlsorten bestimmter Zusammensetzung bzw. bestimmten Verwendungszwecks. In einer vierten Gruppe sind Blätter über die wichtigsten Verfahren der Stahlbehandlung sowie die Arten der Prüfung und ihre Grundlagen zusammengestellt. Beigegeben sind in gleicher Form die wichtigsten Normblätter für Eisen und Stahl. Ein alphabetisches Inhaltsverzeichnis erleichtert die Benützung. Ue.

Vom Verlag Stahleisen Düsseldorf ging uns zu: **„Richtlinien für den Einkauf und die Prüfung von Schmiermitteln“**, aufgestellt und herausgegeben von dem Verein deutscher Eisenhüttenleute, Gemeinschaftsstelle Schmiermittel, und dem Deutschen Verband für die Materialprüfungen der Technik (Ausschuß IX). Fünfte erweiterte Auflage.

Die Richtlinien enthalten zunächst eine Einteilung und Kennzeichnung der verschiedenen Schmiermittel um sodann im Hauptabschnitt in 40 Nummern die verschiedenen Arten derselben, ihre Verwendungszwecke und die an sie zu stellenden Anforderungen zu behandeln. Bei der Bedeutung, die der richtigen Auswahl und Prüfung der Schmiermittel in der Technik zukommt, ist es eine dankenswerte Aufgabe, die die herausgebenden Stellen mit der Aufstellung der Richtlinien behandelt haben.

**Getriebe.** Gesammelte Aufsätze der Zeitschrift „Maschinenbau“. Preis broschiert *R.M* 2,75, für VDI-Mitglieder *R.M* 2,50. (VDI-Verlag Berlin NW 7.)

Die Getriebe als Mittel zur Leitung und Umformung mechanischer Energie nehmen in der heutigen Technik eine besonders wichtige Stelle ein. An Kraftfahrzeugen, Werkzeugmaschinen, Hebezeugen, Diesellokomotiven u. ä. sind sie wesentliche Bestandteile. Den Zahnradgetrieben sind die Aufsätze von Rutzbach „Mehrgliedrige Radgetriebe und ihre Gesetze“, und von Altmann „Die Bauformen gleichachsiger Stirnradumformer und Zahnradumformer für außergewöhnliche Übersetzungen“ gewidmet. Über Lokomotivgetriebe berichtet Oberingenieur Klein, Essen. Weitere Aufsätze behandelten Reibungsgetriebe und Riementrieb. Besonderes Interesse für den Eisenbahntechniker bieten die Flüssigkeitsgetriebe, deren Anwendung ja bei Diesellokomotiven wegen der weichen und bequemen Schaltungen beliebt ist. In dem Aufsatz von Ritter, die Grundlagen der hydraulischen Energieumformer wird eine systematische Einteilung derselben versucht. Über Regelung der stufenlosen Umformer berichtet Rutzbach, über Leistungsversuche mit regelbaren Flüssigkeitsgetrieben Dr. Kühnel. Letzterer Aufsatz, der einen wichtigen in mancher Beziehung noch wenig geklärten Punkt behandelt, wird besondere Beachtung finden.

# Verschiedenes.

## Die Frühjahrstagung der Studiengesellschaft für Rangiertechnik.

Die diesjährige Frühjahrstagung der Stugera fand vom 19. bis 21. April in Breslau statt. Den Vorsitz führte wieder Professor Dr. Blum; die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hatte als Vertreter die Reichsbahndirektoren Dr. Ing. Tecklenburg und Lamp abgeordnet.

Nach einem Vortrag von R. R. Dörter über die Bedeutung der R. B. D. Breslau fand eine Besichtigung des Verschiebebahnhofs Brockau statt, zu der R. O. R. Sievert einen Einführungsvortrag hielt. Er beschrieb zunächst den als zweiseitigen Flachbahnhof mit Ablaufrücken ausgestalteten Bahnhof und erläuterte dann seine betriebsdienstliche Bedeutung. Der Bahnhof wird täglich von fast 200 Zügen berührt, von denen rund 170 verarbeitet werden. Die Auflösung eines Zuges von 60 Wagen erfolgt in rund 16 Minuten. Am Abend des gleichen Tages sprach noch R. O. R. Schaape über „Oberschlesien und die Rangierbahnhöfe seines Reviers“. Der Redner behandelte eingehend die Lage dieser Bahnhöfe zu den Hauptverschiebebahnhöfen Gleiwitz und Peisketscham. Er zeigte ferner wie gerade in Gleiwitz sich die neuzeitliche Betriebsführung frühzeitig Eingang verschafft hat und gab der Erwartung Ausdruck, daß durch planmäßige Arbeitsuntersuchungen eine wirtschaftliche Leistungssteigerung erzielt werde. An der anschließenden Aussprache beteiligten sich R. O. R. Wagner und Professor Ammann.

Der Vormittag des zweiten Tages war mit Beratungen der Sonderausschüsse ausgefüllt. Nachmittags fand eine Besichtigung des Verschiebebahnhofs Arnsdorf bei Liegnitz statt. Auf der Fahrt dorthin sprach R. R. Dr. Pischel über die „Verkehrsbeziehungen der Reichsbahndirektion Breslau zu Polen und Rußland“. R. O. R. Sievert leitete die Besichtigung durch einen ausführlichen Vortrag ein über die Umgestaltung dieses Bahnhofs, die durch die Einführung einer Güterumgehungsbahn und die unzulänglichen Gleisanlagen notwendig geworden war. In seiner heutigen Form stellt er einen einseitigen Flachbahnhof mit einem Haupt- und einem Nebenablaufrücken dar. Für die 246 Weichen sind sechs elektrische Stellwerke vorhanden, von denen zwei ausschließlich dem Ablaufbetrieb dienen. Der Bahnhof wird im Durchschnitt täglich von 100 Zügen berührt. Besonders fesselte die Besucher der Ablaufkopf mit der neuen Jordanbremse und dem selbsttätigen Schaltspeicher-Stellwerk der A. E. G. Die Bremse arbeitet außerordentlich ruhig und gestattet es jeden Wagen auf ihr zum Stehen zu bringen. Die Zerlegung eines 60 Wagen-Zuges erfordert hier 13 Minuten.

Am dritten Tage fanden vormittags die Vorträge der Sonderausschüsse statt. Hervorzuheben ist, daß Sonderausschuß 2 die aerodynamischen Versuche in Göttingen fast abgeschlossen hat. Ferner hat Sonderausschuß 3 ein Verfahren zur Ermittlung der Wagenachsbeanspruchung in Gleisbremsen ausgearbeitet, das er der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft zur Einführung empfiehlt. Weiterhin hat sich der Ausschuß mit einer Beurteilung der Feuerleinschen Gleisbremse befaßt. Die Sonderausschüsse 5 und 6 sind vereinigt worden

Den Abschluß bildete eine Fahrt auf den elektrisierten Gebirgsstrecken der R. B. D. Breslau mit einem Vortrag von R. O. R. Usbeck über den „Elektrischen Eisenbahnbetrieb in Schlesien.“ Sp.

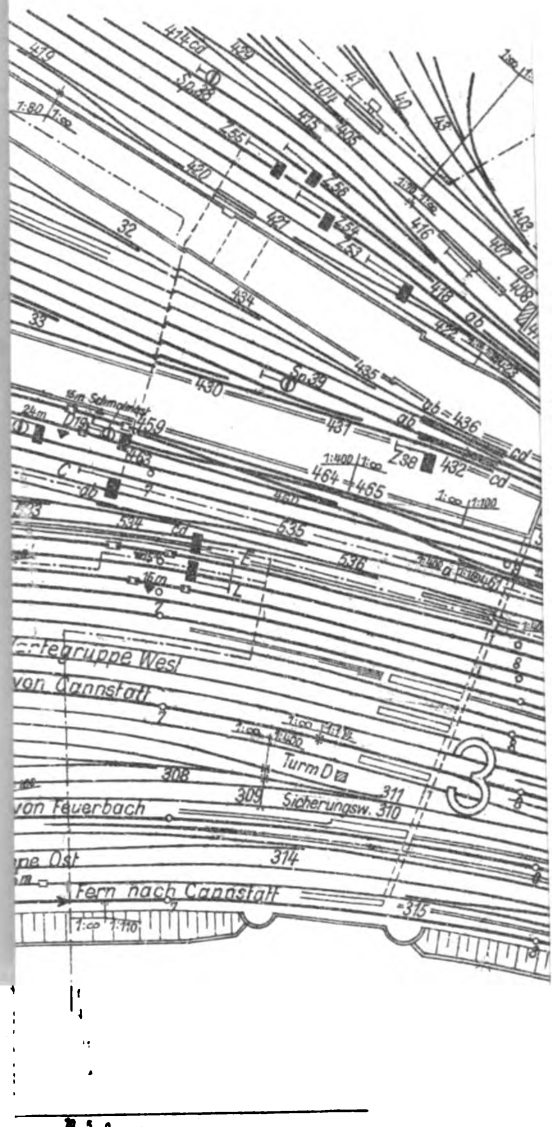
(Verkehrstechnische Woche 1928, Heft 19.)

# Berichtigung.

In dem Bericht „Mechanische Hebemittel zum Verladen von Oberbaustoffen“ in Heft 11, Seite 220 ist bei der Besprechung des Dahlheimschen Hebezeugs ein Druckfehler unterlaufen. Die Tragfähigkeit einer Schrotleiter ist nicht 100 kg sondern 1000 kg; da je ein Paar zusammen verwendet wird, können Schienen oder Träger bis zu 2000 kg und 30 m Länge — solche Längen werden ja stets auf zwei Wagen befördert — auf- und abgeladen werden.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.




M. 1:2000

103 102 101 100

Sp. 34

Z.V. Z.V. Z.V.

1950


UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 15. Juli 1928 | Heft 14

## Beiträge zur wirtschaftlichen Gestaltung des Werkbetriebes in Lokomotivausbesserungswerken.

Von Reichsbahnrat **J. Franke**, Schwerte (Ruhr).

In der Erkenntnis der Wichtigkeit der Aufgabe, durch Verbesserung der Arbeitsverfahren die Lohnkosten herabzumindern, sind im Reichsbahnausbesserungswerk Schwerte seit einigen Jahren die verschiedenen Arbeitsverfahren bis ins einzelne durchforscht, umgestaltet und verbessert worden. Im folgenden sollen unter Wiedergabe zahlreicher Abbildungen Beispiele arbeitssparender Verfahren und Einrichtungen erläutert werden, soweit es im Rahmen des vorliegenden Aufsatzes möglich ist.

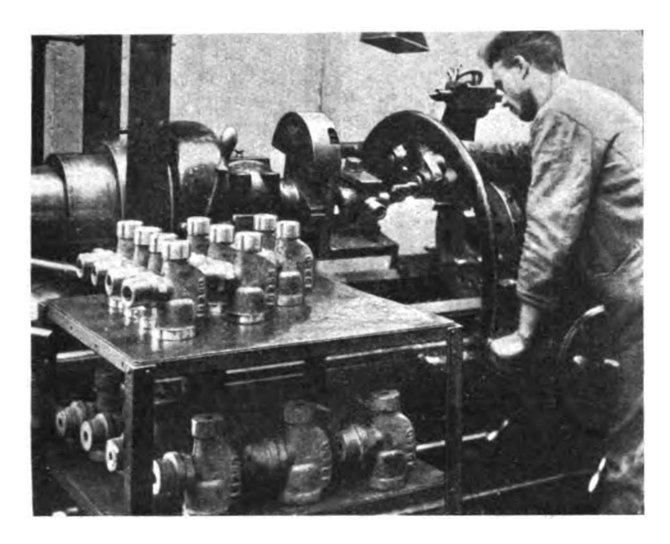


Abb. 1.

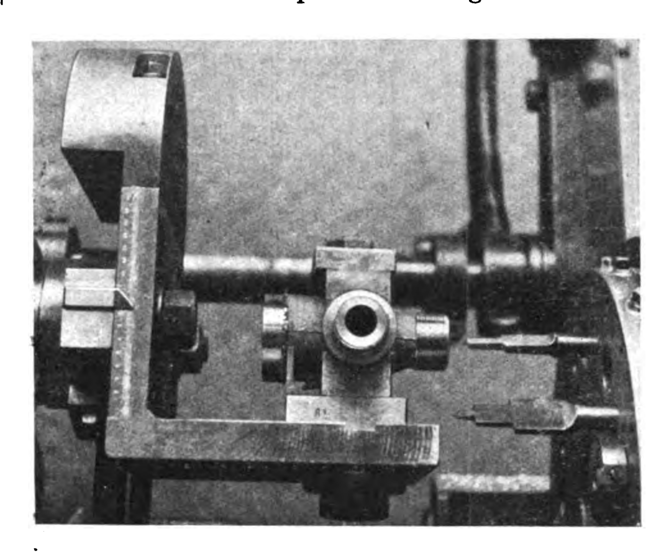


Abb. 2.

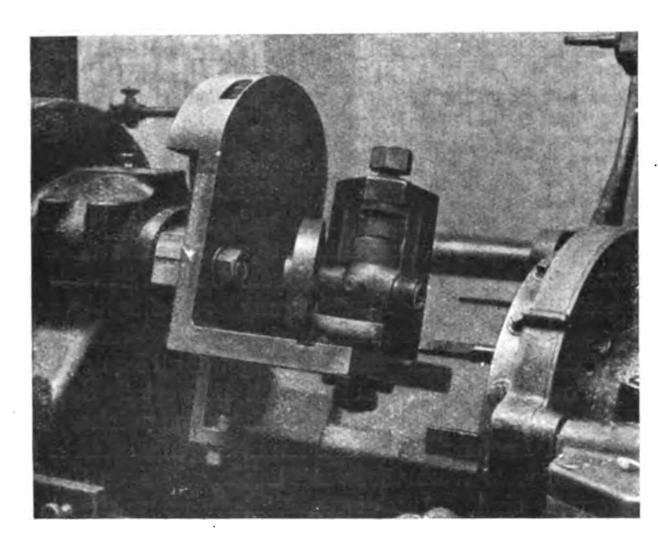


Abb. 3.

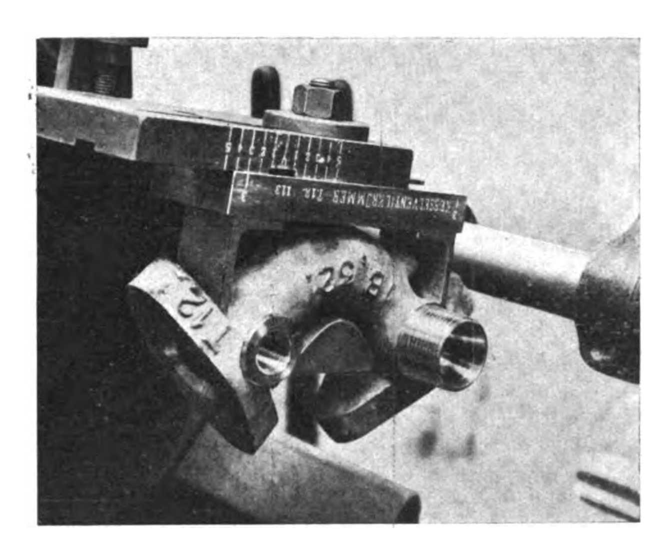


Abb. 4.

Abb. 1 bis 4. Drehen von Feinausrüstungsteilen auf Revolverdrehbänken mittels besonderer Spannvorrichtungen.

In den Abb. 1 bis 6 ist ein Arbeitsverfahren zum Drehen von Teilen der Feinausrüstung auf Revolverdrehbänken nebst den zugehörigen Spannvorrichtungen dargestellt. Die Kessel- und sonstigen Ausrüstungsteile haben meist mehrere Flanschen, Gewindestutzen und Bohrungen, die bei der Bearbeitung ohne besondere Vorrichtung öfteres Umspannen erfordern. Um dieses häufige, zeitraubende und der Genauigkeit abträgliche Umspannen zu vermeiden, wurde eine Einrichtung geschaffen, die bei einmaliger Einspannung des Werkstückes unter entsprechender Möglichkeit der Wendung oder Verschiebung auf dem Spannwinkel die vollständige Bearbeitung gestattet. Die Einrichtung besteht aus der Hauptvorrichtung und den zu jedem Arbeitsstück gehörenden Sonderspannzeugen in die das Werkstück meist nur mit einer Schraube eingespannt wird. Zur ersteren gehört ein Mitnehmerflansch, der auf die Drehbankspindel aufgeschraubt wird, ein an dem Mitnehmerflansch befestigter, durch Verschraubung verstellbarer Spannwinkel mit Gegengewicht und die Anzeigevorrichtung für die Entfernung

von der Aufspannfläche bis Mitte Spindel. In dem Winkel befindet sich eine Bohrung mit kreuzartigem Schlitz. Der Befestigungszapfen des Sonderspannzeuges paßt in die Bohrung

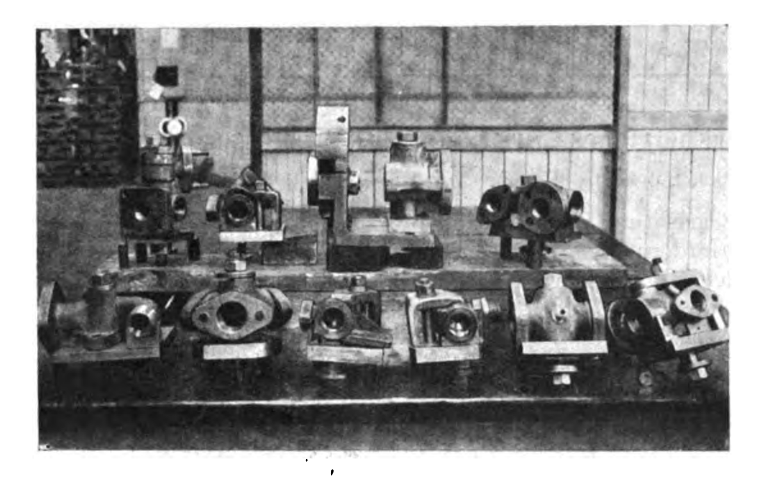


Abb. 5.

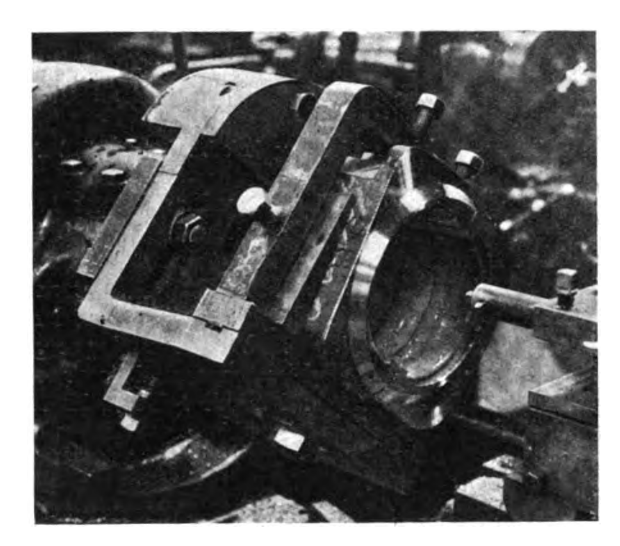


Abb. 7. Vordrehen der Stangenlager auf der Drehbank.

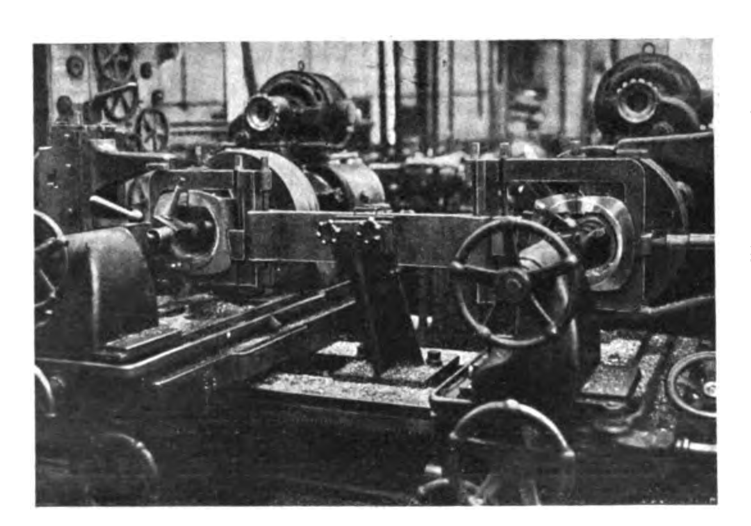


Abb. 8. Vordrehen der Stangenlager auf der Ausbohrbank.

bzw. den Schlitz des Spannwinkels und kann hierin mit dem Arbeitsstück gewendet und bei Bedarf verschoben werden. Um dem Dreher beim Wechsel von Arbeitsstücken die richtige Einstellung zu erleichtern, ist auf jedes Sonderspannzeug das Maß, auf das der Winkel einzustellen ist, aufgeschlagen. Für die Verschiebung des Werkstückes sind an der Stirnfläche des Winkels sowie an den Spannzeugen Merkzeichen

Abb. 6.

Abb. 5 und 6. Haupt- und Einzelspannvorrichtungen.

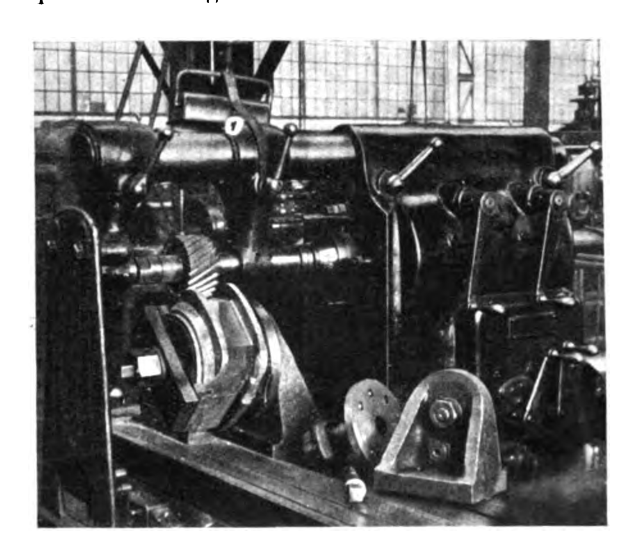


Abb. 9. Fräsen der Stangenlager.

angebracht. Die Abb. 1 bis 4 zeigen die Vorrichtungen bei der Bearbeitung verschiedenartiger Arbeitsstücke in Benutzung. Das Verfahren ist sowohl bei Reihen- als auch bei Einzelfertigung und Ausbesserung vorteilhaft anwendbar. Wo geeignete Revolverdrehbänke nicht zur Verfügung stehen, kann das Verfahren auch bei gewöhnlichen Drehbänken angewendet werden, wobei natürlich die Vorteile der Revolverarbeit an sich fortfallen. In welch umfangreicher Weise das Verfahren Anwendung finden kann, zeigen die Abb. 5 und 6, auf denen viele Werkstücke mit den zugehörigen Spannzeugen dargestellt sind. Auf diesen Bildern ist auch die Hauptvorrichtung teils zusammengebaut, teils in den Einzelteilen ersichtlich. In Schwerte werden etwa 40 verschiedene Arbeitsstücke nach diesem Verfahren bearbeitet.

Wie bei dem oben beschriebenen Verfahren große Zeitverluste durch Vermeidung öfteren Umspannens erspart werden, lassen sich ähnliche Wendevorrichtungen auch bei anderen Werkstücken, die von mehreren Seiten bearbeitet werden müssen mit gleichem Vorteil anwenden. Das Vordrehen der Stangenlager, das vor dem Ausgießen mit Lagermetall geschehen muß, erfolgt in Schwerte je nach Belastung der Maschinen teils auf gewöhnlichen Drehbänken, teils auf der Ausbohrbank. Zu ersteren sind zwei Vorrichtungen verschiedener Größe für kleine und große Lager ähnlich der

bereits beschriebenen gebaut worden, Abb. 7. Das Lager wird in einen Spannrahmen, der auf einen Spannwinkel drehbar aufgeschraubt ist, eingespannt und nach der Eingußöffnung ausgerichtet. Dann wird das Lager ausgebohrt und die Stirnfläche gedreht. Um auch die zweite Stirnfläche bearbeiten zu können, wird der Spannrahmen mit dem Lager auf dem Spannwinkel gewendet und danach die zweite Stirnfläche bearbeitet. Zum Vordrehen dieser Lager auf dem Stangenlagerbohrwerk wird eine Einrichtung benutzt, die einer Kuppelstange ähnlich ist, Abb. 8. Sie besteht aus dem Teller gespannt und kann mit diesem auf dem Bolzen gewendet werden. Eine Sperrvorrichtung an dem Grundwinkel, die in die verschiedenen Löcher des Tellers greift, ermöglicht die genaue Einstellung und Festspannung des Lagers nach den Einpaßflächen, Abschrägungen und der Stellkeilfläche.

Die Achslagerbelege wie auch sonstige Rotgußteile mit ebenen Flächen werden in Schwerte auf einer Flächenschleifmaschine geschliffen. Abb. 10 und 11 zeigen auf der rechten Seite eine Wendevorrichtung, auf der die Achslagergleitplatten paketweise aufgespannt, ohne Umspannung an

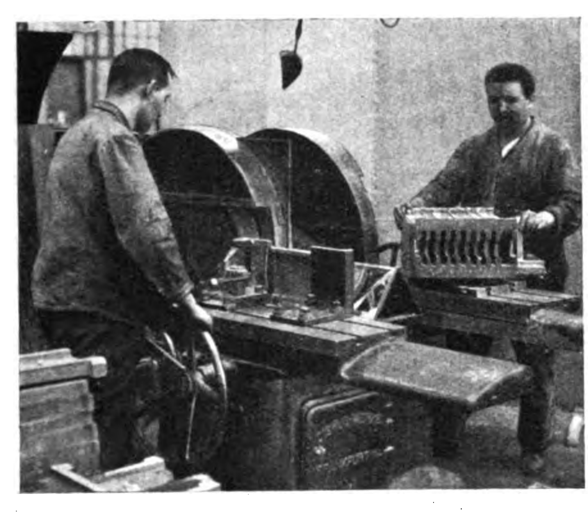


Abb. 10.

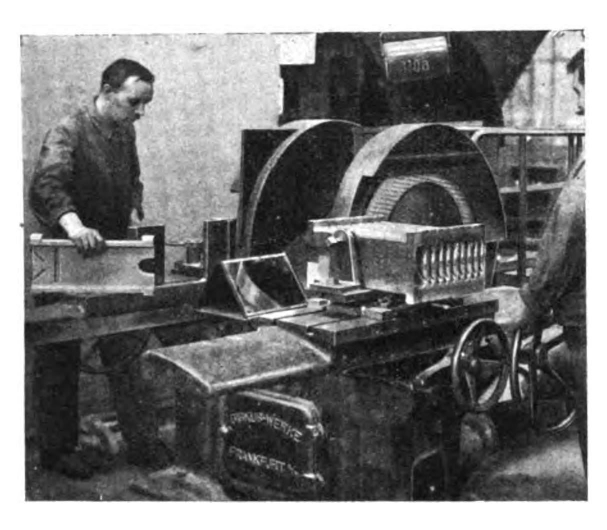


Abb. 11.

Abb. 10 und 11. Schleifen der Achslagergleitplatten.

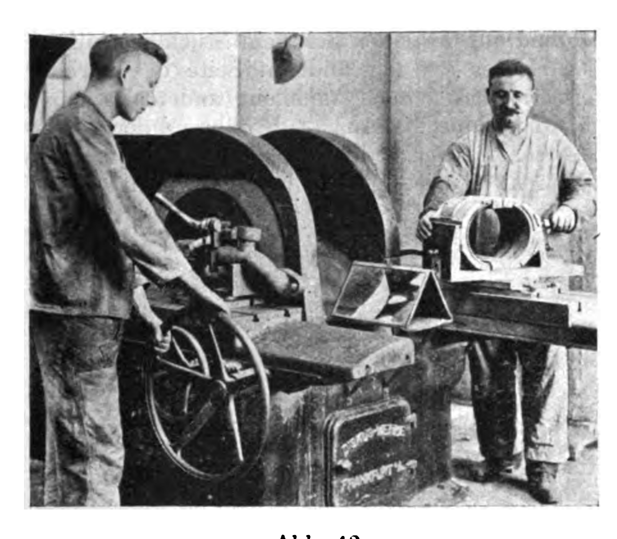


Abb. 12.

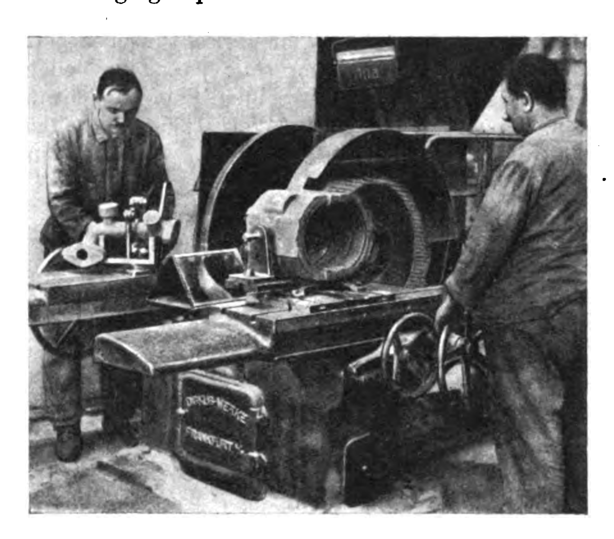


Abb. 13.

Abb. 12 und 13. Schleifen der Achslagerkopfflächen und Kesselventilkrümmer.

Mittelstück, an das sich zu beiden Seiten schwalbenschwanzförmig geführt die beiden Rahmen zur Aufnahme der Lager anschließen, den Spannschrauben und Spannkeilen. Die Höhenverstellbarkeit der Rahmen ermöglicht eine genaue Einstellung der rohen Lager nach der Eingußöffnung. Das Vordrehen der Stangenlager gestattet, die Lager soweit vorzuarbeiten, daß sie bei Erledigung der Bearbeitung der Stangenlagerköpfe schon ausgegossen sind und dann sofort fertig gefräst werden können, wodurch große Zeitersparnis bei der Fertigstellung der Kuppel- und Treibstangensätze erzielt wird. Zum Fertigfräsen ist wieder eine mehrseitige Bearbeitung nötig, zu der eine Wendevorrichtung nach Abb. 9 benutzt wird. Sie besteht aus dem Grundwinkel mit Drehbolzen, über den ein Spannteller mit hülsenförmigem Ansatz geschoben wird. Das Lager wird mittels einer Brücke auf den beiden Kopfflächen bearbeitet werden können. Das Schleifen der Rücken- und Rippenflächen ist auf den gleichen Abbildungen links dargestellt. Bei dieser Arbeit ließ sich eine Wendevorrichtung nicht zweckmäßig anwenden. Es wurde deshalb eine aus zwei Hauptteilen bestehende Vorrichtung gebaut, die das Festspannen mittels Exzenterhebels durch einen Handgriff ermöglicht. Je nach Länge der verschiedenen Gleitplatten werden die zwei Teile der Vorrichtung in entsprechender Entfernung voneinander auf den Arbeitstisch gespannt. Abb. 12 und 13 stellen rechts die gleichzeitige Bearbeitung der Kopfflächen zweier Achslager dar. Zu dieser Arbeit wird dieselbe Vorrichtung wie zum Schleifen der Kopfflächen der Achslagergleitplatten benutzt. Die Wendevorrichtung auf der linken Seite der Abb. 12 und 13 dient zum Schleifen der Anschlußflächen großer Kessel-

ventilkrümmer, die wegen ihrer Abmessungen auf der Revolverdrehbank nicht bearbeitet werden können. Sie wird auch zum Bohren der Stutzen und zum Ausfräsen der Dichtflächen der Krümmer auf anderen Arbeitsmaschinen benutzt. Zum Schleifen der vier rechtwinkligen Flächen der Achslager ist eine seit Jahren bewährte Wendevorrichtung nach Abb. 14

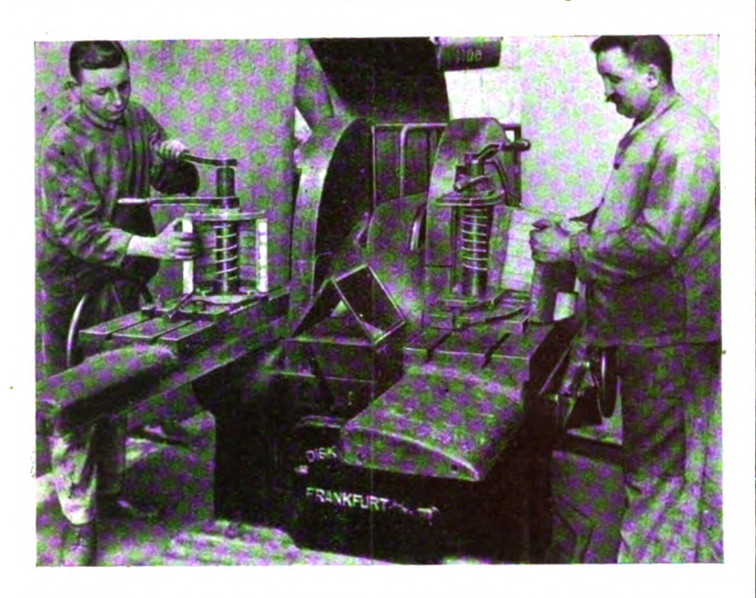



Abb. 14. Schleifen der Achslager Seiten-, rippen- u. -rückenflächen.

in Benutzung. Das Lager wird in einen Wendekopf gespannt, der auf der Grundplatte drehbar ist und zwangläufig in vier winkelrechten Stellungen festgespannt werden kann. Damit größere und kleinere Lager in derselben Vorrichtung bearbeitet werden können, sind für jede Lagergröße passende Beilageplatten angefertigt worden. Eine Schnellspannvorrichtung, die für verschiedene zu schleifende Werkstücke vorteilhaft benutzt wird, zeigt Abb. 15. In dem Grundwinkel, durch

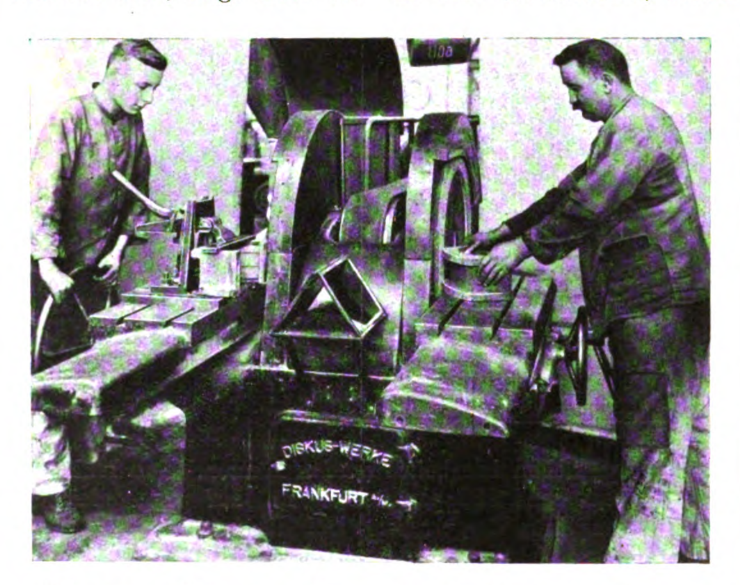



Abb. 15. Schleifen der Stangenlagerstoßflächen u. -kragen.

Nuten geführt, ist ein Querstück höhenverstellbar angeordnet. In dem Querstück befindet sich wiederum ein verschiebbarer Ausleger mit Exzenterhebelspannvorrichtung. Die Vorrichtung ist also in Höhe und Ausladung verstellbar und kann deshalb zum Spannen größerer und kleinerer Teile schnell eingestellt und benutzt werden. Das Bild zeigt auch, wie hier die Kragen der Stangenlager durch leichtes Vorbeiführen von Hand an der schnell umlaufenden Schleifscheibe bearbeitet werden.

Wenngleich die Spannzeuge mit Wendeeinrichtung dort die größten Vorteile bieten, wo die Werkstücke von mehreren Seiten bearbeitet werden müssen, also trotz mehrfacher Bearbeitung der Teile nur einmaliges Spannen nötig ist, so lassen sie sich doch vereinzelt auch dort mit Nutzen anwenden, wo zwar nur einseitige Bearbeitung in Frage kommt, jedoch

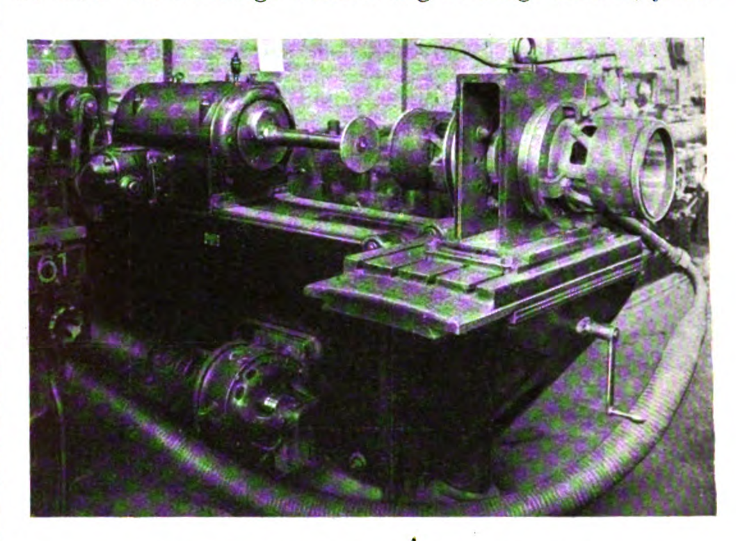


Abb. 16. Schleifen der Schieberbuchsen.

eine bessere, fast ununterbrochene Arbeit der Maschine erzielt werden kann. Eine solche Einrichtung wird in Abb. 16 und 17 gezeigt. Sie wird zum Schleifen von Schieberbuchsen verschiedener Größe, Zylindern für Luft- und Wasserpumpen und ähnlichen Teilen auf der Planetschleifmaschine benutzt. Während auf der einen Seite ein Stück geschliffen wird, kann der Arbeiter auf der anderen Seite das vorher bearbeitete Werkstück abnehmen und ein anderes aufspannen. Die Schleifmaschine wird nur noch während der kurzen Wendezeit ausgeschaltet, ist also fast dauernd in Betrieb. Die Werkstücke werden hier meist unmittelbar, zum Teil unter Verwendung

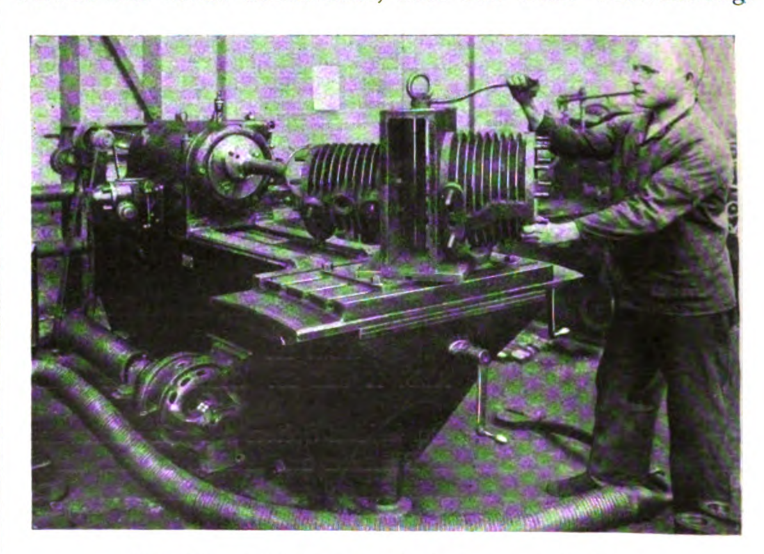


Abb. 17. Schleifen der Luftpumpenzylinder.

von einfachen Zwischenstücken auf die Vorrichtung gespannt. Abb. 16 zeigt das Schleifen von Schieberbuchsen und Abb. 17 das Wenden mit zwei aufgespannten Luftpumpenzylindern. Bei dieser Vorrichtung ist auch wieder der Vorteil der Bearbeitung verschiedenartiger Arbeitsstücke auf einem Spannzeug ausgenutzt, wie bei der beschriebenen Feinausrüstungsbearbeitung und beim Schleifen der Achslager und Achslagergleitplatten.

Eine zweckmäßige Spanneinrichtung, die beim Schleifen der Gleitbahnen auf einer großen Flächenschleifmaschine mit hydraulischem Tischvorschub benutzt wird, stellt Abb. 18 dar. Die Spannung geschieht durch Exzenterhebel. Mittels Spannzangen wird die Gleitbahn gegen die geschliffene Wange des Spannzeuges gezogen. Zur Bearbeitung von verschieden

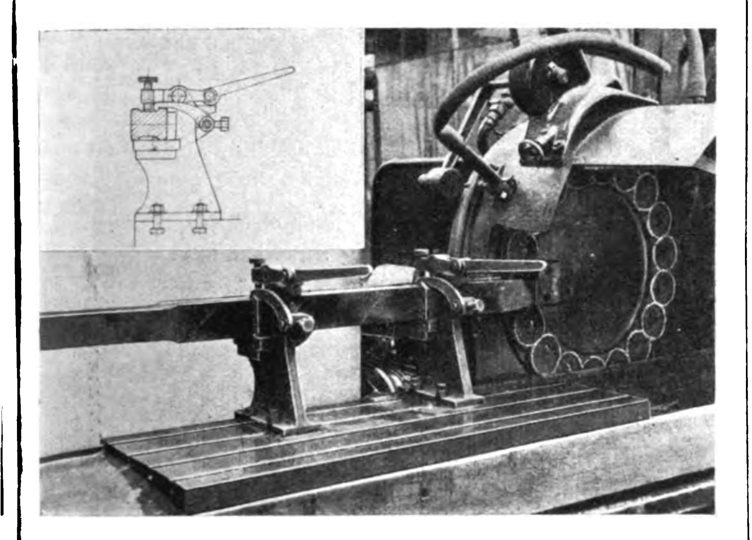


Abb. 18. Schleifen der Kreuzkopfgleitbahnen.

starken Werkstücken ist die Unterlagplatte ausziehbar ausgeführt, während in dem Spannhebel oben eine von Hand einstellbare Druckschraube angeordnet ist.

In Abb. 19 wird ein Verfahren zum Nacharbeiten der Schieberkreuzkopfgleitbahnen gezeigt. Die Gleitbahnen werden in eine auf die Drehbankspindel geschraubte glockenartige Spannvorrichtung gespannt. Für die verschiedenen Größen der Werkstücke sind gedrehte Beilagenringe vorgesehen. Zum Ausbohren wird eine Bohrstange benutzt, in der sich zwei im Winkel von 90° angeordnete Stähle — Vor- und Nachschneider — befinden. Die Bohrstange ist in den Support

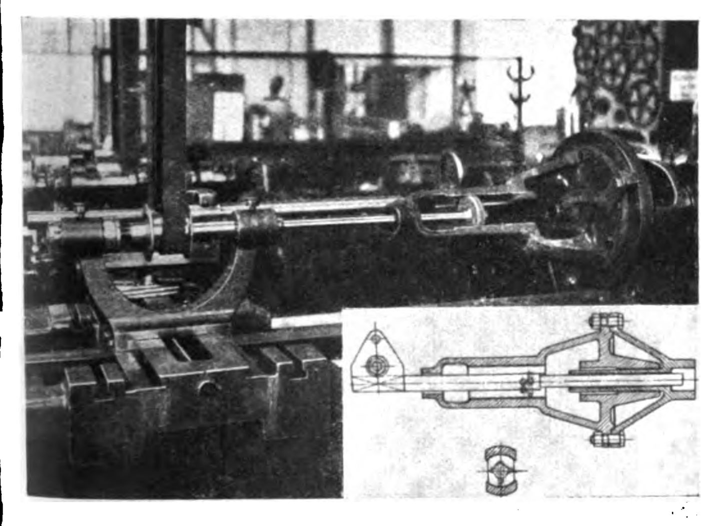


Abb. 19.
Ausdehnen und Schleifen der Schieberkreuzkopfgleitbahnen.

eingespannt und wird am anderen Ende in einer Rotgußbuchse der Spannvorrichtung geführt. Zum Nachschleifen wird ein Schleifbock mit Schleifspindel verwendet, der mit dem Quersupport verbunden ist und mit diesem in der Querrichtung verschoben werden kann. Die Bedienung der Vorrichtung erfolgt durch einen Dreher, der gleichzeitig auch noch gewöhnliche Dreharbeiten auf einer anderen Drehbank ausführt.

Auch in der Bohrerei lassen sich Vorteile erreichen die sich recht günstig auf die Fabrikationskosten auswirken. Wenn schon die einfache Bohrlehre, die ohne sonstige Vorrichtung angewandt, sich durch genaue Arbeit und den Wegfall der Anzeichen- und Ankörnarbeit gut bezahlt macht, so können weitere Ersparnisse in der Verbindung der Bohrlehren mit günstigen Spann- und Wende- oder Verschiebeeinrichtungen und schließlich auch noch durch die gleichzeitige Arbeit mit mehreren Bohrern erzielt werden. Abb. 20 zeigt als Beispiel für die gleichzeitige Anwendung mehrerer günstiger Arbeitsweisen das Bohren der Achslagerstellkeilschrauben. Auf dem auf den Tisch gespannten Unterteil ist drehbar eine Wendevorrichtung, in die acht Aussparungen zur Aufnahme der Schraubenköpfe eingearbeitet sind, angeordnet. Auf die eingelegten Stellkeilschrauben wird, durch Paßstifte geführt, die Bohrlehre gelegt und mit einer Schraube und geschlitzter Unterlagscheibe befestigt. Während vier Arbeitstücke gleichzeitig unter Verwendung eines mehrspindligen Bohrkopfes gebohrt werden, werden die vorher gebohrten Stücke ausgewechselt. Die Bohrmaschine arbeitet also fast dauernd mit vier Bohrern nur mit der kurzen Unter-

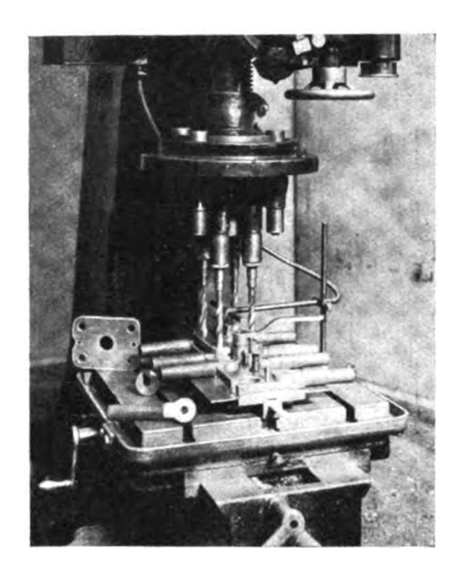


Abb. 20. Bohren der Achslagerstellkeilschrauben.

brechung des Wendens. Mit dem gleichen Bohrkopf werden unter Anwendung einer einfachen Einrichtung auch die Rostträger für Kipproste gebohrt. Abb. 21. Der Eisenstab ist auf Rollen gelagert und wird gegen einen verstellbaren Anschlag geschoben, dessen richtige Einstellung durch Merkzeichen gesichert ist. Nach jedesmaligem Bohren von zwei Löchern wird der Stab bis an den vorher eingestellten Anschlag weitergeschoben. Da die Lochteilung kleiner ist, wie die kleinste Entfernung der Bohrspindeln, so werden die Löcher in der Reihenfolge 1 und 3, 2 und 4, 5 und 7, 6 und 8 usw. gebohrt. Einige andere Bohrvorrichtungen sind auf Abb. 22 ersichtlich.

Ein Arbeitsverfahren, aus dem großer wirtschaftlicher Nutzen gezogen werden kann, das aber wohl allgemein noch viel zu wenig ausgenutzt wird, ist die gleichzeitige Arbeit mit mehreren Werkzeugstählen. Die Werkzeugmaschinenindustrie hat in den letzten Jahren eine ganze Anzahl verschiedener Maschinenarten auf den Markt gebracht, bei denen die Mehrstahlarbeit in weitgehendstem Maße Anwendung findet. Solche Sondermaschinen kommen aber fast nur für Fabriken mit Neufertigung bei ausgesprochener Reihenarbeit in größten Mengen, kaum aber für Ausbesserungswerke in Betracht. Daß aber auch die Mehrstahlarbeit auf gewöhnlichen, in den Ausbesserungswerken vorhandenen Maschinen in

weitgehendem Maße teils ohne besondere Einrichtung, teils unter Anfertigung einfacher Stahlhalter und Vorrichtungen möglich und wirtschaftlich ist, soll in nachstehenden Beispielen gezeigt werden. Die gleichzeitige Anwendung mehrerer Arbeitsstähle ist dort zu empfehlen, wo die Leistungsfähigkeit der Werkzeugmaschine bei Anwendung eines Stahles nicht ausgenutzt wird und das Arbeitsstück die Bearbeitung zugleich an mehreren Stellen zuläßt. Abb. 23 zeigt die Bearbeitung der Rostträgerschrauben, deren Schaft und Gewinde-

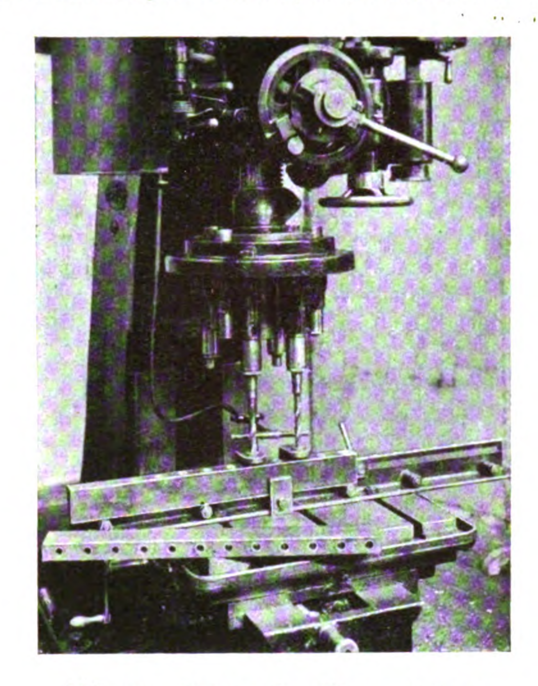


Abb. 21. Bohren der Kipprostträger.

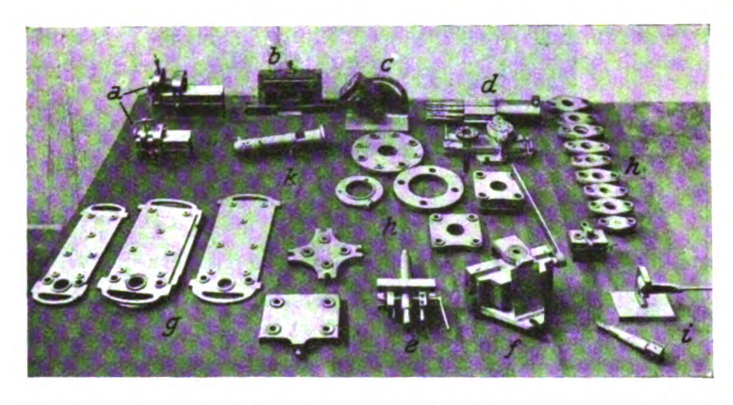



Abb. 22. Bohrvorrichtungen für a) Bolzen, b) Federstützführungen und Beilagen, c) Schwingensteine, d) Schieberstellmuttern, e) verschieden große Löcher, f) Stangenlagerstellkeile, g) Achslagerkasten u. -gleitplatten, h) Flanschen, i) Hahngriffe u. Hahnküken, k) Einspritzdüsen.

ende gleichzeitig gedreht werden. Ohne jede Sondervorrichtung sind in den Support der Drehbank zwei Stähle — für Schaft- und Gewindeende — eingespannt, die entsprechend den verschiedenen Durchmessern der zu drehenden Stellen ausgerichtet sind. Meist sind jedoch zu der Mehrstahlarbeit besondere Stahlhalter notwendig. Das Abdrehen der Enden der Bremsdreieckwellen erfolgt mit einem Dreimesserkopf, der auf die Arbeitsspindel einer Ausbohrbank gesetzt wird (Abb. 24). Außer der dreifachen Spanabnahme hat die Bearbeitung dieser Wellen auf der Ausbohrbank gegenüber der auf der Drehbank noch den Vorteil, daß das gespreizte Werkstück nicht umzulaufen braucht. Abb. 25 stellt die Bearbeitung der Kreuzkopfgleitplatten dar. Die Auflagefläche sowie der Mittelzapfen werden in einem Arbeitsgang mit zwei Stählen gedreht. Das gleichzeitige Eindrehen der drei Kolbenringnuten in neue Kolben oder das Nachdrehen

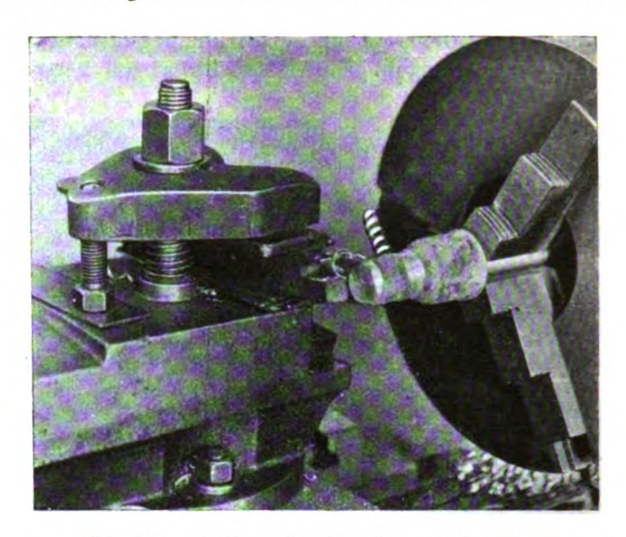


Abb. 23. Drehen der Rostträgerschrauben.

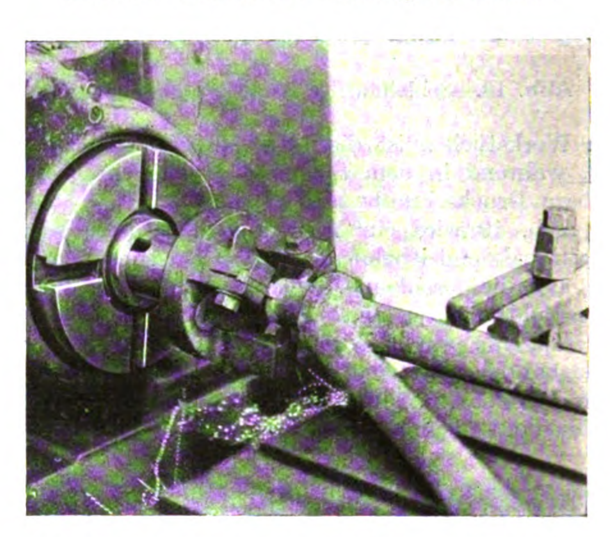


Abb. 24. Drehen der Dreiecksbremswellenzapfen.

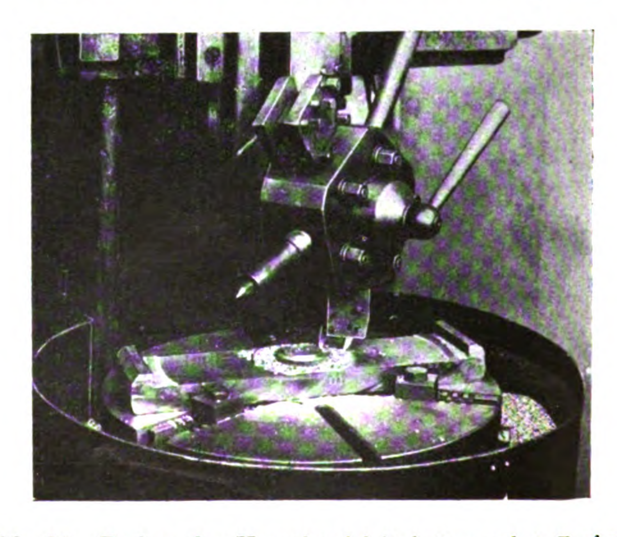


Abb. 25. Drehen der Kreuzkopfgleitplatten nebst Zapfen.

der Nuten mittels dreier Stähle zeigt Abb. 26. Zur genauen Einstellung der Stähle auf die Maße der verschiedenen Kolben sind die beiden Außenstähle in dem Stahlhalter durch Einstellschrauben verstellbar. In noch weitgehenderem Maße ist die

Anwendung der Vielstahlarbeit bei der Fertigung der Kolbenringe eingeführt. Zum Vordrehen der Gußtrommel werden zwei Doppelstahlhalter für Innen- und Außenflächen benutzt (Abb. 27). Je zwei Stähle arbeiten als Vor- und Schlichtstahl, so daß die Trommel in einem Arbeitsgang innen und außen fertig gedreht wird. Nach dem Drehen wird die Trommel bei schnellem Umlauf durch Gegendrücken von Schleifscheibenbruchstücken außen abgeschliffen und dann werden die Ringe abgestochen. Letztere Arbeitsweise zeigt Abb. 28. Links ist der Abstechstahlhalter mit vier Stählen zu sehen, die gleichzeitig vier Ringe abstechen. Damit nicht alle vier Ringe zugleich abfallen, sind die Stähle je um 1 mm versetzt. Während der Abstecharbeit werden mit den vier Stählen auf der rechten Seite die Ölnuten eingedreht und die scharfen

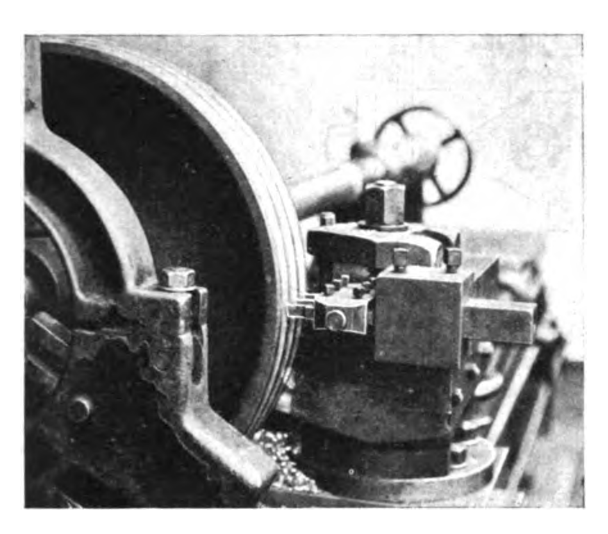


Abb. 26. Drehen der Kolbenringnuten.

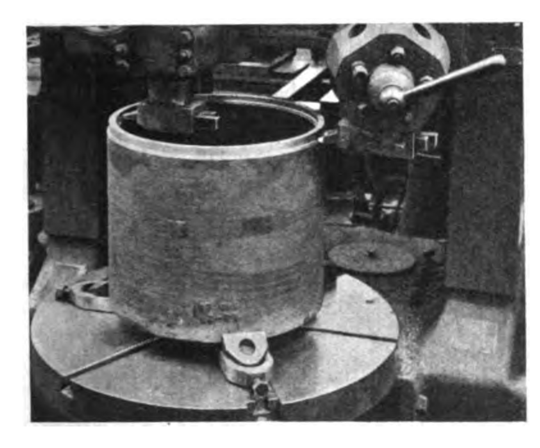


Abb. 27. Drehen der Kolbenringtrommeln.

Kanten der Ringe gebrochen. Bei dieser Arbeit sind also acht Stähle gleichzeitig in Tätigkeit. Zu der starken Kraftanstrengung genügte die seitherige Spannung der Trommel — die nur von außen angedrückten Klauen — nicht mehr. Es wurden deshalb neue Spannvorrichtungen gebaut, die die Trommel sowohl von innen als auch von außen festspannen, wie auf den Abb. 27 und 28 ersichtlich ist. Eine Arbeit mit zwei Stählen auf der Stoßmaschine ist in Abb. 29 gezeigt. Mit dem hier dargestellten Doppelstahlhalter können die Stähle nach Bedarf eng zusammen oder weiter auseinander gestellt werden. Die Vorrichtung ist sowohl zum Ausstoßen von Löchern wie auch zur Außenbearbeitung von Werkstücken geeignet. Weitere Beispiele von Vielstahlarbeiten, wie sie in Schwerte angewandt werden, zeigt die Zusammenstellung auf Abb. 30, womit jedoch die Möglichkeit dieser nutzbringenden Arbeitsweise durchaus nicht erschöpft ist.

Große Arbeitserleichterung ist auch durch die Anfertigung geeigneter Schnitt- und Stanzwerkzeuge zu erzielen. Die Anwendungsmöglichkeit solcher Werkzeuge ist sehr mannigfaltig und soll durch einige Beispiele erläutert werden. Abb. 31 zeigt ein Lochstanzzeug zur Anfertigung der kupfernen Wasserkastensiebe für Tender die mit 3900 Löchern von 5 mm Durchmesser versehen werden müssen. Das Werkzeug stanzt gleichzeitig 390 Löcher, so daß ein Sieb in zehn Drucken fertig gelocht wird. Die einzelnen Stahlstempel sind in der Höhe verschieden, und zwar von der Mitte aus nach beiden Seiten etwas verkürzt worden, damit nicht alle Löcher zugleich gedrückt werden und der Arbeitsdruck etwas abgeschwächt wird. Auf Abb. 32 sind noch eine Anzahl verschiedenartiger Werkzeuge dieser Art zusammengestellt, die sich gut bewährt

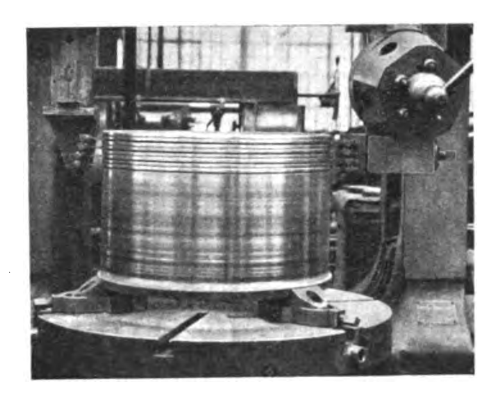


Abb. 28. Abstechen der Kolbenringe, Eindrehen der Ölnuten und Brechen der Kanten.

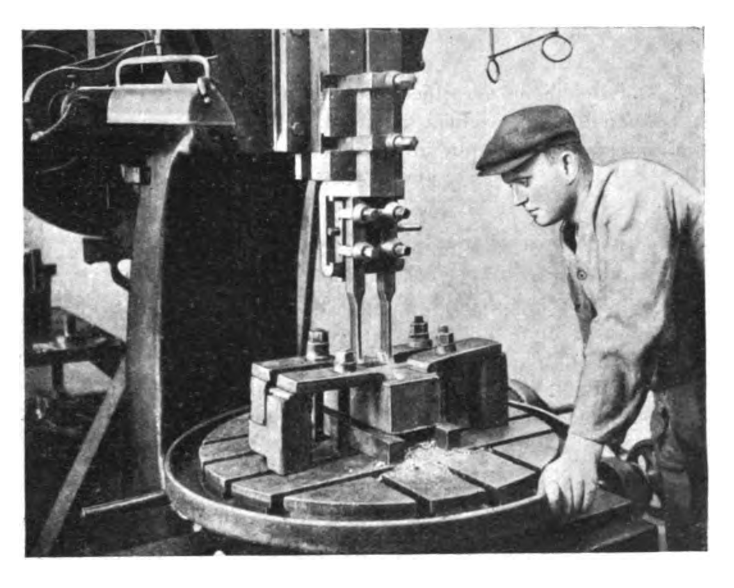


Abb. 29. Stoßarbeiten mit verstellbarem Zweistahlhalter.

haben und durch die umständliche Handfertigungen durch einfachere Maschinenarbeit ersetzt werden konnten.

Je bessere Vorrichtungen zum schnellen Aufspannen der Werkstücke auf die Arbeitsmaschinen geschaffen werden, um so geringer wird die Zeit, die der Arbeiter als Rüstzeit benötigt. Bei solchen Werkzeugmaschinen, die während der sog. Laufzeit nicht dauernde Bedienung erfordern, ist also die Inanspruchnahme des Arbeiters um so geringer, je weniger Rüstzeit erforderlich ist. Von der Verringerung der Rüstzeit durch gute Vorrichtungen hängt also wesentlich die Möglichkeit der wirtschaftlichen Bedienung mehrerer Maschinen durch einen Mann oder einer größeren Gruppe Werkzeugmaschinen durch zwei bis drei Arbeiter ab. Ferner kann die Mehrmaschinenbedienung noch durch Auswahl und Zusammen-

legung von geeigneten Arbeiten, die an sich schon lange Laufzeiten beanspruchen, gefördert werden. Der wirtschaftlichsten Maschinenbedienung wurde in Schwerte stets weitgehendste Beachtung geschenkt und dieses Verfahren entsprechend dem Fortschritt in der Fertigung von Vorrichtungen immer weiter durchgeführt. Als bemerkenswert möchte noch erwähnt werden, daß sich teilweise auch gewöhnliche Drehbänke gut zur Mehrmaschinenbedienung eignen, wenn Arbeiten mit langen Laufzeiten für solche Gruppen aus-

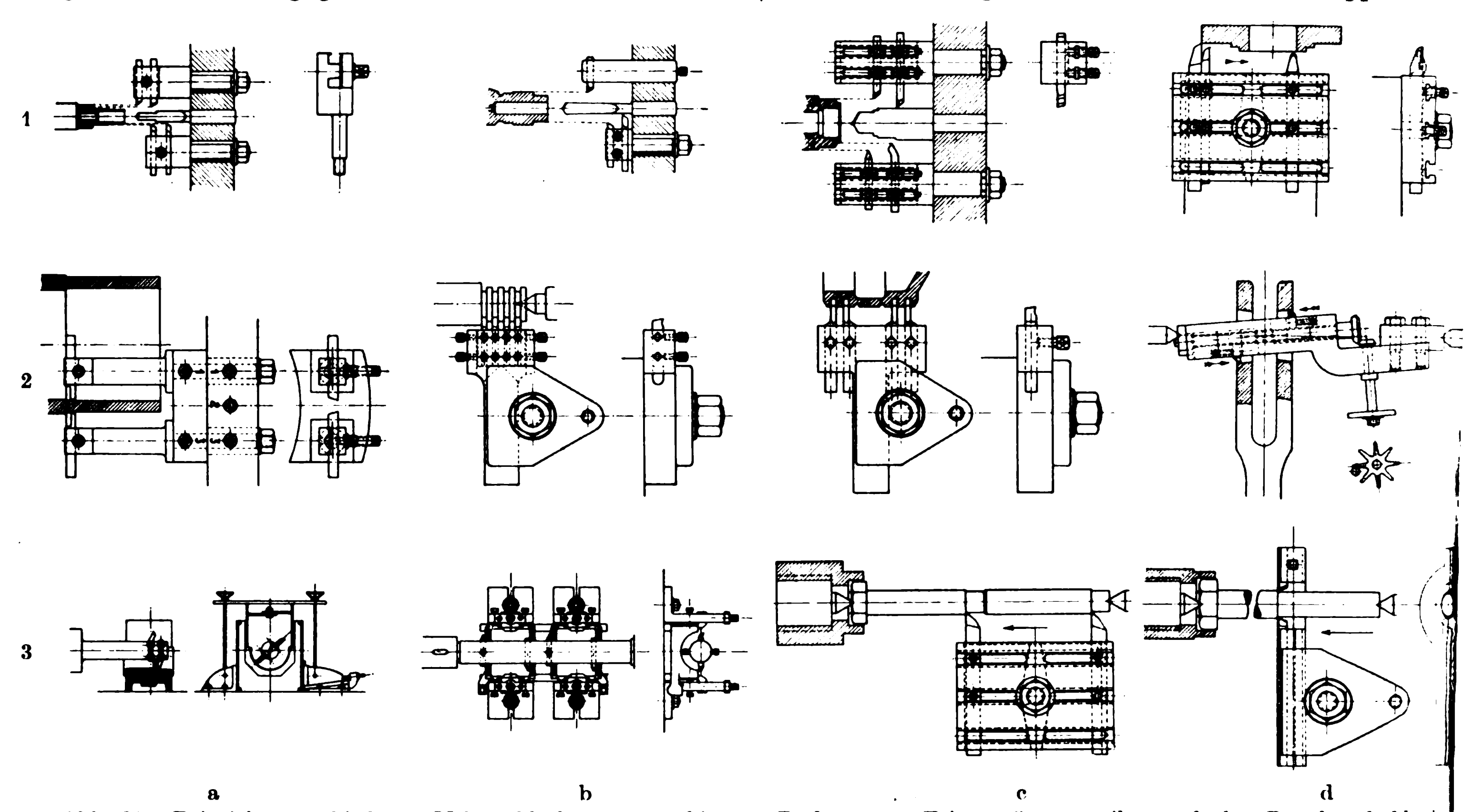



Abb. 30. Beispiele verschiedener Mehrstahlarbeiten: 1a bis 1c) Drehen von Feinausrüstungsteilen auf der Revolverdrehbank. 1d) Drehen von Flanschen, 2a) Vordrehen von Rotgußbuchsen für Stopfbuchsdichtringe, 2b) Einstechen der Nuten in Steuerwellen. 2c) Einstechen der Nuten in Schieberkörper, 2d) Ausdrehen der Kuppelstangengelenke, 3a) Ausbohren der Achslager, 3b) Ausbohren zweier Unterlagerkasten, 3c und 3d) Drehen von Stangenlagerstellkeilschrauben.

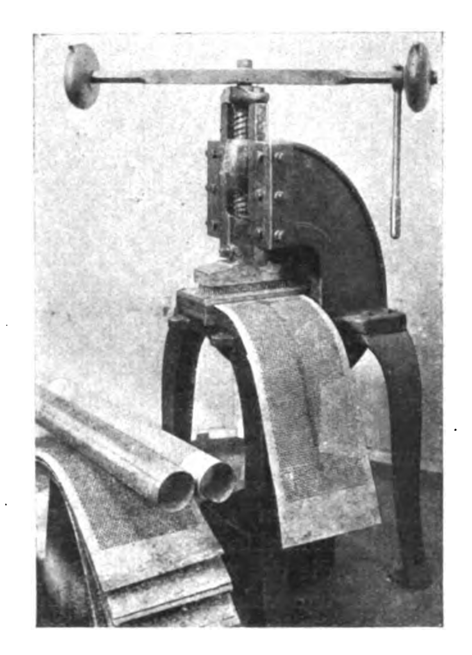


Abb. 31.
Lochen der Tenderwasserkastensiebe.

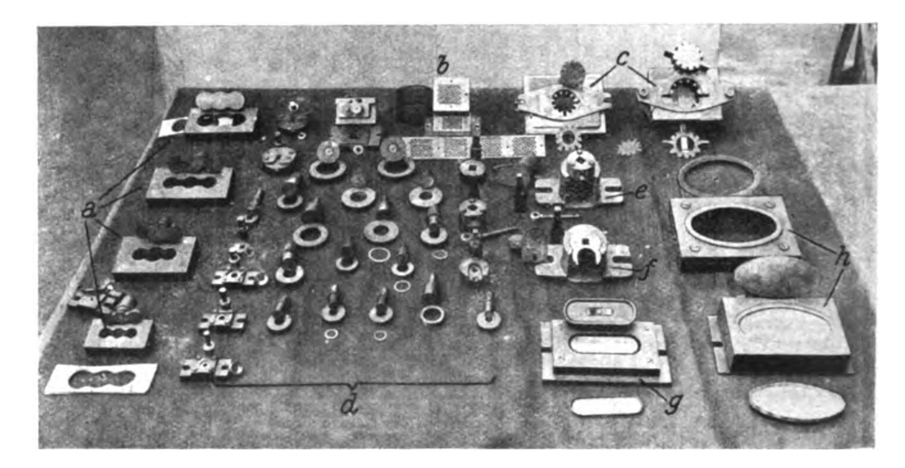



Abb. 32. a) Schnittwerkzeuge für Stangenlagerschmiergefäßdichtungen, b) Vorrichtung zum Lochen von Luftsaugeventilsieben, c) Schnitte zur Herstellung der Kolbenschiebersicherungen, d) Schnittzeuge zur Fertigung von Dichtungen, Scheiben u. dergl., e) Werkzeug zum Lochen der vorgebohrten Hahngriffe, f) desgl. für Lappenbolzen, g) vereinigtes Schnitt- und Stanzzeug für Achslagerschmierdeckel, h) Schnitt- und Stanzzeug für die Böden der Wasserkastenschwimmer.

die hier nur zum geringen Teil erläutert werden konnten*)

gesucht und durch geeignete Spannzeuge die Rüstzeiten herabgedrückt werden. Bis zu welchem Umfang in der Mehrmaschinenbedienung unter Wahrung der Wirtschaftlichkeit vorgeschritten werden konnte, geht daraus hervor, daß

*) Andere Einrichtungen wurden bereits im Organ 1925, Seite 363 beschrieben.

insgesamt 34 Maschinengruppen nach diesen Gesichtspunkten bedient werden. Die Gruppen bestehen aus zwei bis sechs Maschinen und werden von einem bis drei Arbeitern bedient. Insgesamt kommen 106 Maschinen mit 43 Bedienungsleuten in Betracht, so daß auf je einen Arbeiter bei der Mehrmaschinenbedienung im Durchschnitt rund $2^1/_2$ Maschinen entfallen.

Bei dem in den letzten Jahren beobachteten Bestreben, die Werkzeugmaschinen in den Fließgang der Fertigungsarbeit, Beschaffung von neuzeitlichen Fördermitteln wie Elektrokarren, Krananlagen u. dgl. verbleibt doch noch eine nicht zu unterschätzende Förderarbeit für die geordnete Durchführung des Werkstättendienstes zu leisten. Um die hierzu erforderlichen Lohnaufwendungen nach Möglichkeit herabzudrücken, ist es erforderlich, daß auch geeignete Hilfsmittel, die zum schnellen Anhängen der Lasten an Kranen, Be- und Entladen von Elektrokarren, sowie Auf- und Abbringen schwerer Arbeitsstücke beim Bearbeiten auf Werk-

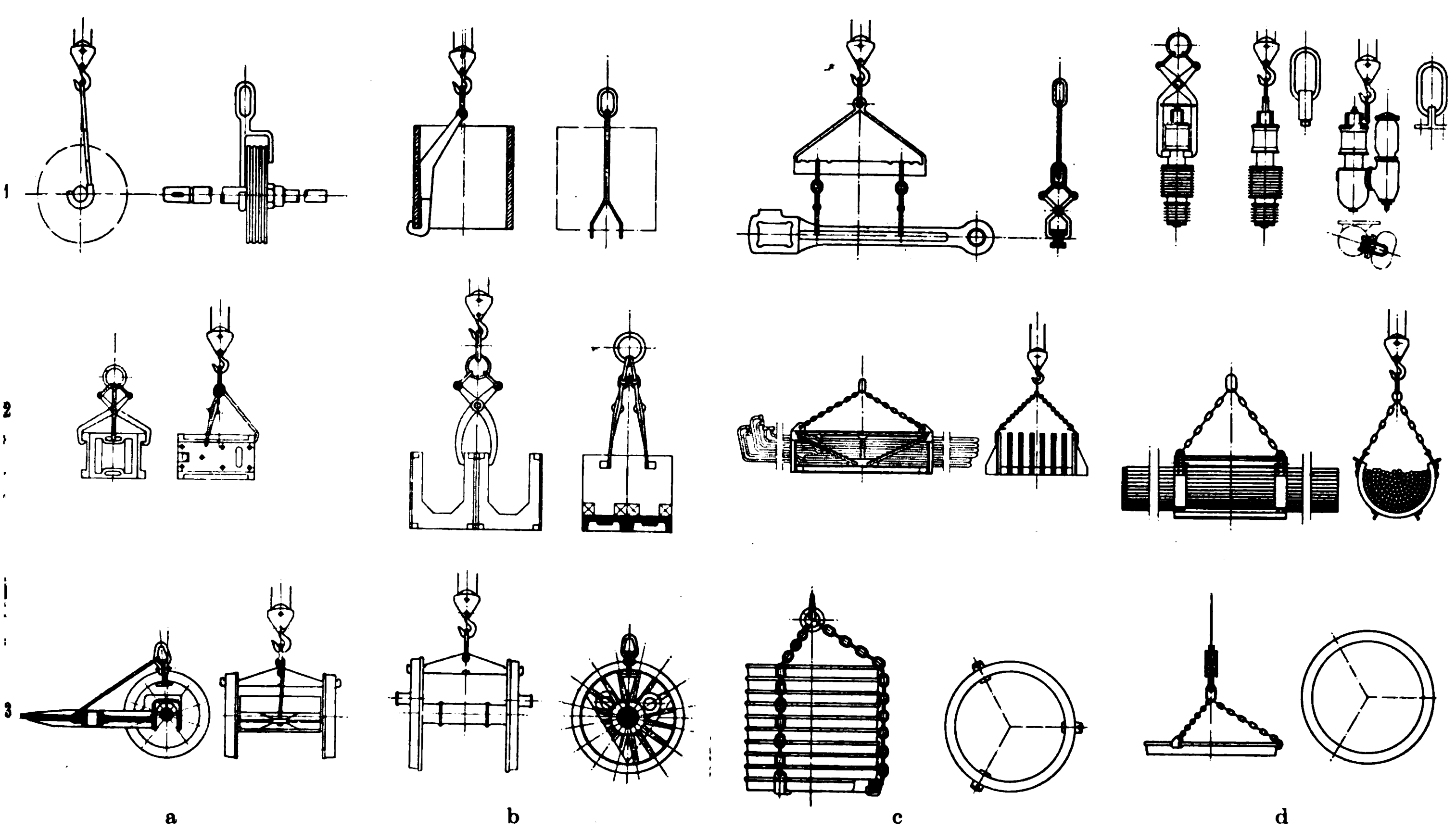



Abb. 33. Geräte zum Fördern von 1a) Dampfkolben, 1b) Gußtrommeln für Kolbenringe, 1c) Kuppel- und Treibstangen, 1d) Luft- und Wasserpumpen, 2a) Achslagerkasten (einzeln), 2b) Achslagerkasten (bis 4 Stück), 2c) Überhitzerelementen, 2d) Rauch- und Heizrohren, 3a) Drehgestellen, 3b, Achsen, 3c) Radreifen bis 10 Stück, 3d) Radreifen (einzeln).

einzuordnen, darf man die wirtschaftliche Maschinenbedienung nicht außer acht lassen, denn die Umstellung der Maschinen ohne vorherige sorgfältige Prüfung ihrer zweckmäßigen Ausnutzungs- und Bedienungsmöglichkeit kann zur Unwirtschaftlichkeit führen, indem sie je einen vollen Bedienungsmann benötigen, während sie bei geeigneter Zusammenstellung bei guter Ausnutzung nur eine Teilarbeitskraft erfordern. Bei der Einrichtung von Arbeitsfließgängen ist es daher zweckmäßig, die benötigten Maschinen so aufzustellen, daß sie in Gruppenbedienung betrieben werden können.

Trotz der Maßnahmen zur Einschränkung der Kosten für den Förderdienst, wie die erwähnte Umstellung auf Fließzeugmaschinen dienen, hergestellt werden. In Abb. 33 sind einige solcher Hilfsmittel, die bei der Förderung gute Dienste leisten und dabei meist recht einfach und billig sind, wiedergegeben. Es soll hiermit gezeigt werden, daß auch oft mit sehr einfachen Mitteln wesentliche Arbeitserleichterungen geschaffen werden können und in der Herrichtung von Vorrichtungen auch die einfachsten Handhabungen berücksichtigt werden müssen.

Die angeführten Beispiele zeigen, daß auf allen Arbeitsgebieten bei sorgfältiger Durchführung der Arbeitsgänge sich Vorteile erzielen lassen, die zusammengenommen eine große Leistungssteigerung des Werkes gewährleisten.

## Zentrale Industriegas-Versorgung im Reichsbahnausbesserungswerk Schwerte.

Von Betriebsingenieur **L. Kupfer**, Schwerte (Ruhr).

Mit Rücksicht auf die weitgehenden Anforderungen an die Gleichmäßigkeit und Regelfähigkeit, die im Härtereibetrieb an die industriellen Feuerungen gestellt werden müssen, wurde bei der Erbauung des Reichsbahnausbesserungswerkes Schwerte die Härterei mit gasgefeuerten Öfen ausgerüstet. Zur Versorgung dieser kleinen Gasfeuerungsstellen hätte von der Stadt Schwerte eine viele Kilometer lange Rohrleitung nach dem Ausbesserungswerk gezogen werden müssen. Um dies zu vermeiden wurde für die Beheizung der Härte- und Glühöfen gereinigtes, kaltes Generatorgas, das in einer kleinen Anlage, bestehend aus einem Generator von 70 cm Schachtlichtweite, im Werk selbst erzeugt wurde, vorgesehen. Die mit dieser Gasanlage gemachten Erfahrungen waren jedoch so ermutigend, daß die Zentralisierung aller Feuerstellen des ausgedehnten Werkes durch eine größere Industriegasanlage beschlossen wurde. Zu diesem Zwecke

wurde eine Anlage, bestehend aus zwei Generatoren von je 1,5 m Schachtlichtweite mit vollständiger Reinigungseinrichtung für die Kühlung und Feinreinigung des Generatorgases sowie Einrichtungen von der Gasfeuerungsgesellschaft „Gafag" in Frankfurt a. M. zur Gewinnung der teerigen Nebenerzeugnisse beschafft. Schon nach einjähriger Betriebszeit stellte sich wiederum die Notwendigkeit der Erweiterung der Gasanlage um einen dritten Generator von gleichen Abmessungen ein, so daß heute die Anlage aus drei Generatoren von je 1,5 m Schachtlichtweite besteht. Die Leistung jedes Generators beträgt rund 500 m³/Std. Abb. 1 gibt die äußere Ansicht der Gasgeneratorenanlage wieder und Abb. 2 stellt das Schaltbild der Anlage dar. Zur Verfeuerung gelangen rheinische Braunkohlenbriketts mit einem Heizwert von etwa 5100 kcal. Nach den angestellten Untersuchungen wurde folgende Ausbeute des Brennstoffs in den Generatoren festgestellt:

aus 1 kg Braunkohlenbriketts entstehen: 2,56 m³ trockenes Gas, bezogen auf 0°C und 760 mm/Hg, 0,10 kg Schlacke, 0,025 kg Teer.

Heizwert des Gases etwa 1500 kcal bei einer Gaszusammensetzung von

| | | | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | = 4,11% | $H_2$ | = 13,94% |
| CnHm | = 0,25% | $CH_4$ | = 0,75% |
| $O_2$ | = 0,07% | $N_2$ | = 47,81% |
| CO | = 33,07% | | |

(Mittelwert aus 25 Gasanalysen und 25 Kalorimeterversuchen.)

Heizwert des anfallenden Teeres: etwa 8000 kcal.

Luftverbrauch auf 1 kg Brennstoff: 1,60 m³, bezogen auf 0°C und 760 mm/Hg.

Dampfverbrauch für 1 kg Brennstoff: 0,219 kg.

Der Wirkungsgrad der Gesamtgasgeneratorenanlage beträgt 80 %.

Der Preis für 1 m³ Kaltgas bewegt sich nach den angestellten Wirtschaftlichkeitsberechnungen für diese große Anlage je nach der Betriebsdauer und nach der Belastung der Generatoren zwischen 1,4 und 1,6 Rpf. Diese Preise gelten einschließlich Kapitaldienst, wobei mit einer Verzinsung von 6% und einer Abschreibung von 5% für Gebäude und einer solchen von 10% für maschinelle Anlagen gerechnet worden ist.

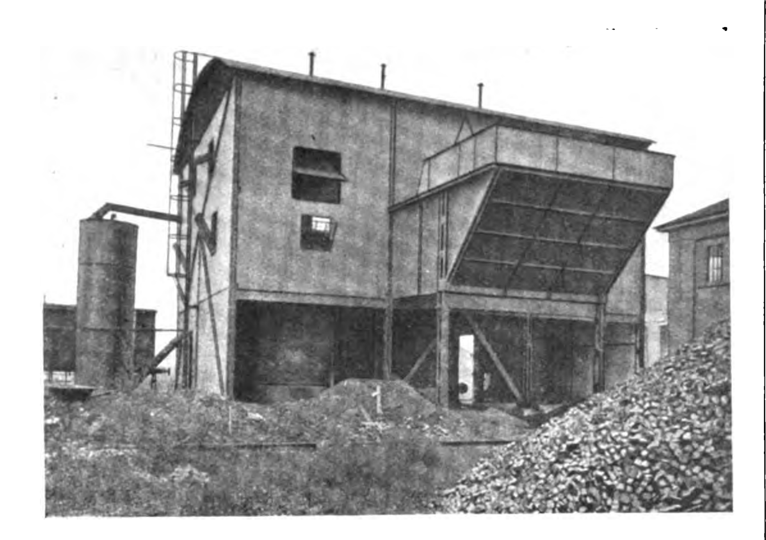


Abb. 1. Äußere Ansicht der Gasgeneratoranlage.

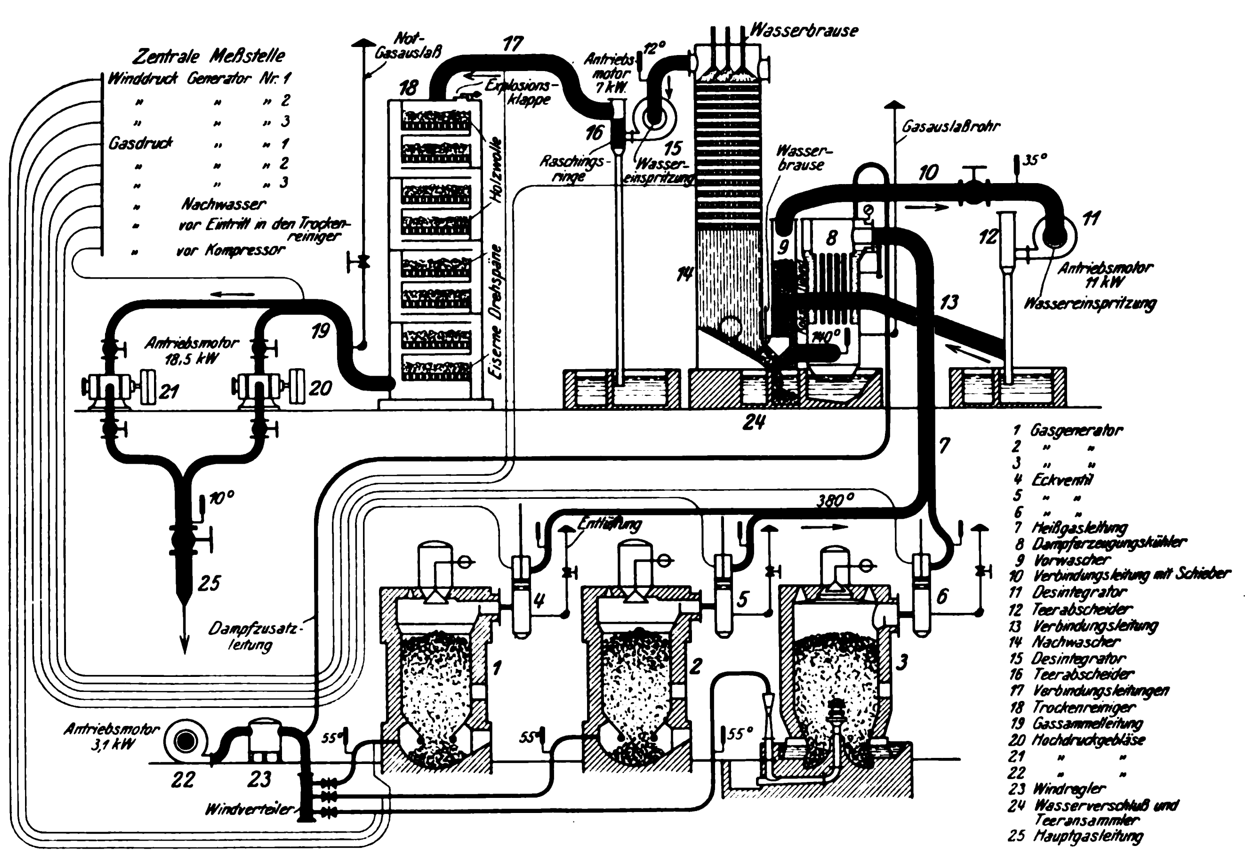



Abb. 2. Schaltbild der Gasgeneratoranlage.

Der anfallende Teer, der mechanische Verunreinigungen und erhebliche Mengen Wasser enthält, wird in einer besonderen Teerentwässerungsanlage von Wasser befreit. Er wird zunächst in einer Grube gesammelt und dort durch Beheizung mit Dampf unter Temperaturen von 60—65° C gehalten. Das Wasser ist mit dem Braunkohlenteer stets emulgiert und scheidet sich erst nach längerem Stehen des Teeres in der Wärme aus. Da die Aufbereitung des Teeres in der Grube nicht immer ausreichend ist, weil sich die

Massen darin infolge des ständigen Teer- und Wasserzulaufes in Bewegung befinden, wurden zwei Hochbehälter übereinander angeordnet, um eine einwandfreie Entwässerung zu erreichen. Mittels Pumpe wird nun der Teer — nicht das Wasser — aus der Sammelgrube zunächst in den oberen Behälter überführt und dort steht er wieder einige Zeit unter Erwärmung auf die vorgenannten Temperaturen. Dieser Behälter ist so eingerichtet, daß das ausgeschiedene Wasser für sich abgelassen werden kann. Der Teer selbst wird dann in den unteren Behälter abgelassen, wo er nochmals der gleichen Behandlung unterworfen wird. Aus diesem Behälter erfolgt dann die Abfüllung in Kesselwagen. Die Größe der Hochbehälter ist so bemessen worden, daß sie mit derjenigen eines Kesselwagens von 15 t Ladefähigkeit übereinstimmt. Der aufbereitete Teer wird verkauft.

Die Verteilung des Industriegases erfolgt unter einem Druck von 1800 mm W. S. durch eine weitverzweigte Rohrleitung bis zu den entlegensten Stellen des Werkes, so daß heute die Zentralisierung der Brennstoffwirtschaft für die Ofenanlage fast restlos durchgeführt ist, denn mit Ausnahme einiger Schmiedefeuer und zweier Schmelzöfen für die Gelbgießerei erhalten sämtliche übrigen Feuerungen ihren Brennstoff in Gasform zugeführt.

Die mengenmäßige Überwachung der Gaserzeugung erfolgt durch einen schreibenden Mengenmesser. Der Gasverbrauch an den Hauptentnahmestellen wird durch weitere aufzeichnende Mengenmesser ermittelt.

Es sind insgesamt etwa 2200 m Gasleitung mit Durchmessern von 250 bis herab zu 40 mm verlegt. Die Abzweigleitungen zu den Verbrauchsstellen besitzen teilweise Durchmesser bis zu 20 mm herab. Trotz dieser teilweise sehr engen Verteilungsrohre haben sich bislang noch keinerlei Betriebsstörungen durch Leitungsverstopfungen ergeben. Die Hauptleitungen sind größtenteils in einem begehbaren Kanal und im übrigen in der Eisenkonstruktion der Werkhallen verlegt und haben in größeren Abständen Entwässerungstöpfe.

Die Schwerpunkte des Gasverbrauches liegen: In der Schmiede mit acht ortsfesten Verbrauchsstellen, der Rohrschmiede mit sechs fest angeschlossenen Verbrauchsstellen, der Kesselschmiede mit einem Großverbraucher und einer kleineren Feuerstelle, der Gelbgießerei mit einem größeren und einem kleineren Verbraucher. Die Härterei besitzt sieben Feuerstellen, die Werkzeugschmiede eine Feuerstelle, die Weißgießerei vier und in der Lokomotivhalle sind angeschlossen zwei Radreifenwärmfeuer und je ein Ofen zum Ausglühen der Vorwärmerrohre und der aufgeschweißten Kolbenstangenkonusse. In der Kupferschmiede sind ein Großverbraucher und drei kleinere Verbraucher vorhanden. Nicht genannt sind noch eine größere Anzahl kleinere Anschlüsse für Löt- und Anwärmzwecke, die sich auf die verschiedenen Werkstätten verteilen.

Die vorstehende Übersicht zeigt, daß die ursprünglich für Gasfeuerung eingerichteten Öfen für die Härterei in dem Gesamtplan jetzt nur noch einen kleineren Teil der Gesamtverbraucher ausmachen, während der überwiegende Teil der Feuerungen erst nachträglich, d. h. nach Inbetriebnahme der großen Anlage auf Gas umgestellt bzw. neu erstellt wurde. Es dürften deshalb einige Mitteilungen über die Art und die Erfolge der Umstellung auf Generator-Reingasfeuerung Beachtung finden.

In der Schmiede waren ursprünglich fünf größere mit Kohlenstaubfeuerung versehene Schmiedeöfen vorhanden, von denen vier für normale Schmiedearbeiten benutzt wurden, während der fünfte große Ofen für die Aufarbeitung von Eisenbahntragfedern Verwendung fand. Es wurde zunächst ein kleiner Schmiedeofen für Gasfeuerung aufgestellt. Der Ofen dient dazu, Eisenteile, sowohl für Gesenkarbeiten, als auch für die Freiformschmiede auf 1200 bis 1400°C zu erwärmen. Er besitzt eine Herdfläche von $1 \times 0{,}8$ m und verbraucht bei einem stündlichen Durchsatz von ca. 260 kg Material ca. 125 m³ kaltes gereinigtes Generatorgas, entsprechend einem Wirkungsgrad von rund 20%. Der Ofen wird beheizt durch zwei seitlich eingebaute Druckluft-Wirbelstrombrenner und besitzt je eine Arbeitstür an den beiden Stirnseiten. Die Abgase verlassen den Ofen mit einer Temperatur von 250°C. Er besitzt eine gute Isolierung gegen Strahlverluste und eiserne Rekuperatoren zur Vorwärmung des Gases und der Verbrennungsluft. Die geringe Abgastemperatur ist ein Zeichen für die gute Wirkungsweise der Rekuperatoren. Bezüglich der Haltbarkeit der Eisenrekuperatoren sei erwähnt, daß sie sich bei zweckmäßigem Einbau als vollkommen betriebssicher erwiesen haben. Zum Schutze gegen schnelle Zerstörung durch Stichflammen sind sie mit Asbestschnur von 13 mm Durchmesser umwickelt und dann mit 15 mm starkem Schamotteüberzug versehen worden. Wie aus den weiter folgenden Abbildungen hervorgeht, wurden sämtliche, auch die später erst auf Gas umgestellten Öfen, die ursprünglich mit unmittelbarer Feuerung

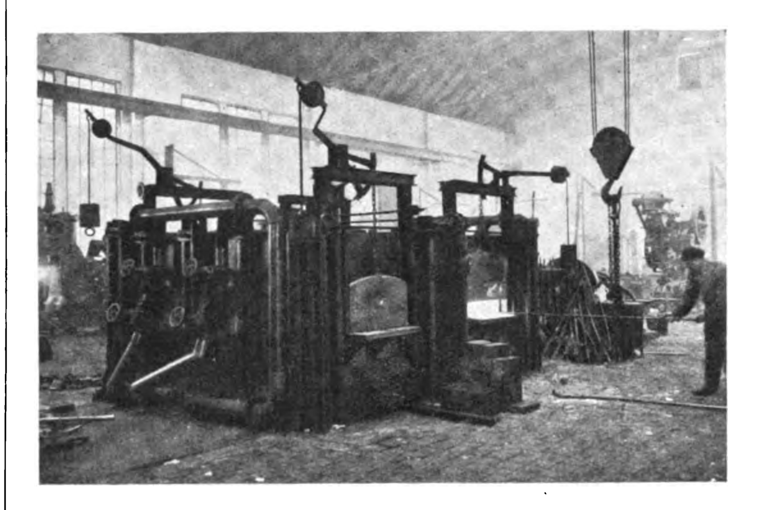


Abb. 3. Doppelschmiedeofen mit 2 Herdräumen.

betrieben wurden, mit Eisenrekuperatoren nach dem System „Gafag“ zur Vorwärmung von Luft und Gas ausgerüstet.

Abb. 3 zeigt einen großen Doppelschmiedeofen mit zwei Herdräumen von etwa 1,50 m Länge und 1 m Breite, jeder Herdraum besitzt zwei Arbeitstüren an den Stirnseiten, so daß auch lange Stücke durchgeschoben werden können. Der Ofen leistet auf jedem Herd etwa 500 kg Material in der Stunde bei einer Temperatur von 1200 bis 1400°C. Der Gasverbrauch jeder Ofenhälfte beträgt etwa 200 bis 225 m³ kaltes gereinigtes Generatorgas in der Stunde, entsprechend einem Wirkungsgrad von etwa 25%. Die Abgase verlassen den Ofen mit 250 bis 300°C. Der große Doppelschmiedeofen dient zum Ersatz zweier größerer Kohlenstauböfen. Die Türmaße des Ofens wurden durch die Notwendigkeit bestimmt, auch größere und sperrige Stücke erwärmen zu können, wie das bei Richtarbeiten öfter vorkommt.

An weiteren Feuerstellen sind in der Schmiede noch vorhanden: ein Gesenkofen und drei Öfen für die Federbearbeitung, die sämtlich nach dem gleichen System gebaut wurden und zum Ersatz der inzwischen entfernten größeren Kohlenstauböfen dienen. Gegenüber diesen zeichnen sich die Gasöfen durch größere Wirtschaftlichkeit und erhöhte Leistung aus. Schmiede- und Schweißhitze wird infolge der Vorwärmung von Generatorgas und Luft durch Unterdrucksetzung beider Bestandteile rasch und sicher erreicht. Das erhitzte Material ist frei von Flugasche und Zunder.

In der Rohrschmiede befinden sich sechs mit Gas beheizte Glühöfen, welche in zwei Gruppen zu je drei Öfen angeordnet sind. In den Öfen der ersten Gruppe werden die Heizrohre, in der zweiten Gruppe die Rauchrohre erwärmt und bearbeitet. Die Bauart dieser Öfen ist aus Abb. 4 ersichtlich. Gas und Luft werden dem Ofen in einem seitlich angeordneten Druckluft-Wirbelstrombrenner zugeführt. Vorgewärmt wird nur das Gas in einem eisernen Rekuperator, der über dem Ofen aufgebaut ist. Die Öfen besitzen nach einer Seite einen offenen Herdraum mit $400 \times 400$ mm Grundfläche und rund ca. 180 mm Höhe. Der Herd ist auf der Unterseite mit Schamottestücken belegt. Die zu erwärmenden Rohre werden von vorne in den Glühraum eingeschoben. Das Anheizen eines solchen Ofens erfordert nur etwa fünf Minuten. Der Gasverbrauch für jeden Ofen beträgt etwa 50 m³ stündlich. Infolge der großen, offenen Arbeitsöffnungen und der Eigenart der Fabrikation ist der Wirkungsgrad dieser Öfen natürlich nicht so groß wie derjenige für geschlossene Öfen zur Erhitzung großer Materialmengen, er beträgt etwa 10%. Die in den Kamin austretenden Abgase besitzen eine Temperatur von 280 bis 300°. Immerhin ist auch bei diesen Feuern, die etwa mit den üblichen Schmiedefeuern verglichen werden

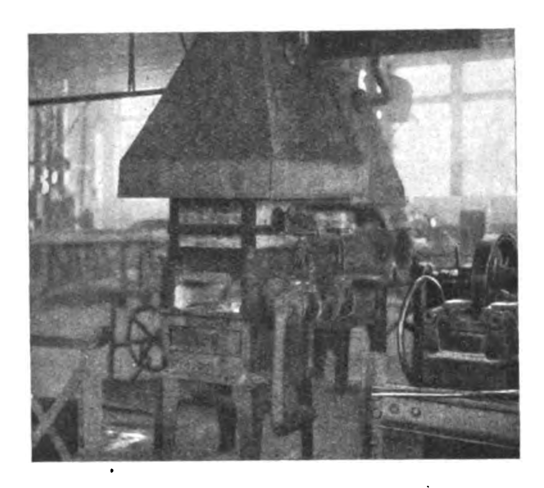


Abb. 4. Gasbeheizte Glühöfen.

können, die Verbesserung des Wirkungsgrads durch die Gasfeuerung offensichtlich, da im offenen Schmiedefeuerbetrieb mit Kohlenheizung mit Wirkungsgraden von nur 1 bis 3% gerechnet werden muß.

Die in der Kesselschmiede befindliche zentrale Schweißerei ist mit einem Anwärmofen für Rotgußteile ausgerüstet, damit eine bessere Schweißung dieser Teile erzielt wird. Außerdem ist noch ein großer Blechglühofen angeschlossen, der jedoch nur gelegentlich in Betrieb ist und zur Erwärmung größerer Blechplatten, Kümpelteile und dergleichen dient. Die Gaseinführung bei diesem früher durch Kohlenfeuerung beheizten Glühofen wird in Abb. 5 gezeigt. Bei einer nutzbaren Herdfläche von $3{,}7 \times 2{,}5$ m erfolgt die Beheizung durch insgesamt fünf Druckluft-Wirbelstrombrenner, von denen drei Stück gemäß Abbildung an der Rückwand angeordnet, während die beiden anderen Brenner etwa in der Mitte der beiden Längsseiten eingebaut sind. Durch die Umstellung des Ofens auf Gasfeuerung konnte die große Planrostfeuerung dieses Ofens abgerissen werden. Der Ofen war früher in der Woche zwei Tage in Betrieb, und zwar wurden für Vorheizen täglich drei Stunden erforderlich und für Glühzwecke sieben Stunden. Der Brennstoffverbrauch betrug für diese Zeit etwa $2 \times 2{,}5$ t Steinkohlenbriketts ausschließlich Holz. Nach der Umstellung auf Gasfeuerung war zur Erreichung der gleichen Leistung mit wöchentlich sechs Betriebsstunden einschließlich der Anheizzeit auszukommen. Der stündliche Gasverbrauch beträgt im Durchschnitt etwa 400 m³. Die Umstellung auf Gasfeuerung hat also in diesem Falle ganz überraschend gute Ergebnisse gezeitigt. Zu erwähnen ist noch, daß der Blechglühofen mit einer Temperatur von etwa 1000° arbeitet und daß die Abgase der Feuerung in eisernen Rekuperatoren zur Vorwärmung des Gases und der Verbrennungsluft ausgenutzt werden.

In der Gelbgießerei ist die Beheizung einer doppelten Kerntrockenkammer bemerkenswert. Die beiden Kammern des Trockenofens sind 3,00 und 2,35 m breit, je 5 m lang und $2\frac{1}{2}$ m hoch, besitzen also einen Rauminhalt von 67 m³.

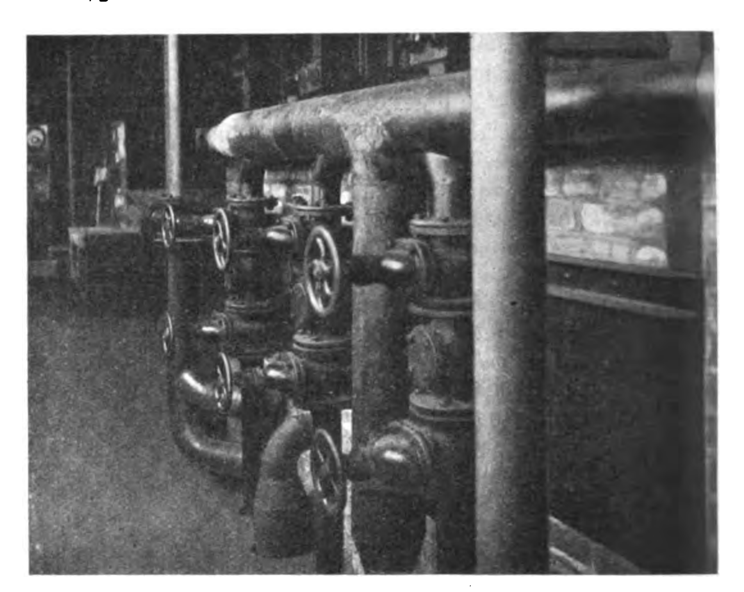


Abb. 5. Gaseinführung zu einem Blechglühofen.

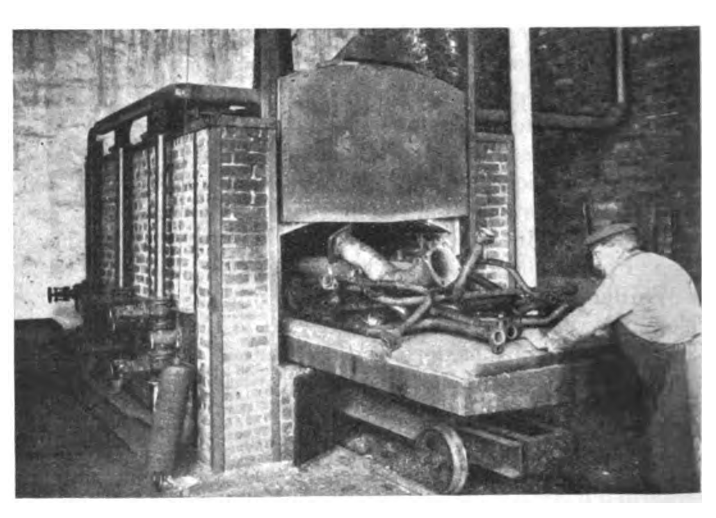


Abb. 6. Ofen zum Ausglühen von Rohren aller Art.

Die Beheizung der Kammer erfolgt durch zwei Druckluft-Wirbelstrombrenner, die in eine zwischen den beiden Abteilungen angeordnete Verbrennungskammer von 350 mm Breite arbeiten. Die Abgase verteilen sich gleichmäßig über die Wandfläche und treten in beide Kammern ein durch Öffnungen, die in drei Reihen zu je sechs Stück angeordnet sind. Die Abgase durchziehen die beiden Abteilungen der Kammer der Breite nach und treten auf den gegenüberliegenden Seiten wiederum durch eine Anzahl Öffnungen in den Fuchskanal. Die Kammer wurde früher durch unmittelbare Feuerung mit Unterwind betrieben. Die Umstellung auf Gasfeuerung brachte eine Verkürzung der Brennzeit auf sechs Stunden. Die Ursache dieser wesentlichen Verkürzung der Betriebszeit liegt in der Möglichkeit, mit der Gasfeuerung

erheblich höhere Temperaturen zu erzielen, sowie darin, daß bei nur mäßig geöffnetem Kaminschieber ein geringerer Luftwechsel in der Kammer stattfindet, so daß die Abgase gut mit Feuchtigkeit gesättigt zum Kamin entweichen. Bei unmittelbarer Feuerung hingegen muß mit stärkerem Kaminzug und höherem Luftüberschuß gearbeitet werden, bei langsam aussteigenden Kammertemperaturen. Mit den Abgasen gehen auf diese Weise erhebliche Wärmemengen verloren bei geringem Stättigungsgrad derselben.

Über die Werkzeughärterei und Glüherei ist an anderer Stelle — im „Archiv für Wärmewirtschaft" Januarheft 1927 vom Verfasser dieser Abhandlung — eine ausführliche Abhandlung erschienen; welche sich mit der Eignung der Generator-Reingasfeuerung für Härtezwecke befaßt, so daß an dieser Stelle auf eine Wiederholung verzichtet werden kann. In der Härterei befinden sich sieben Härteöfen für verschiedene Arbeitstemperaturen und Verwendungszwecke.

Außer den in der Werkzeugschmiede, der Weißgießerei und der Kupferschmiede untergebrachten kleineren Feuerungen befindet sich neben der Kupferschmiede noch ein größerer Glühofen, der dazu dient, Rohre aller Art (Ein- und Ausströmrohre, Kupferrohre usw.) auszuglühen und abzubrennen, d. h. von den anhaftenden Ölresten durch Verbrennung zu befreien. Der Aufbau des Ofens geht aus Abb. 6 hervor. Die Rohre werden auf den herausziehbaren Herd geladen und dann in den Ofen gefahren, welcher durch sechs Druckluft-Wirbelstrombrenner, die zu je drei Stück an den Seiten verteilt sind, beheizt wird. Der Gasverbrauch dieses Ofens beträgt etwa 200 m³/Std., der Wirkungsgrad etwa 17% bei einer Arbeitstemperatur von 5 bis 600°C.

Alle Öfen sind für den besonderen Zweck entwickelt. Die genaue Temperaturregelung, die Einhaltung einer bestimmten Temperatur und eine völlig gleichmäßige Temperaturverteilung sind die Hauptvorzüge dieser Öfen, sie sind stets betriebsbereit und betriebssicher.

Dazu kommt, daß die Gasfeuerung eine schonende Behandlung des Ofenmaterials gewährleistet und die bei manchen anderen Feuerungsarten häufig auftretenden Erneuerungsarbeiten sehr verringert werden. Dies ist vom Betriebsfachmann besonders zu beachten, da oft weniger die Ausbesserung selbst, als die Betriebsstörung und der Arbeitsausfall erhebliche Unkosten verursachen.

## Verringerung von Abkühlverlusten bei ortsfesten Kesselanlagen.

Von Dipl.-Ing. **E. Praetorius**, Berlin.

Bis vor kurzer Zeit galt noch allgemein der bei Abnahmeversuchen im Beharrungszustand erhaltene Wirkungsgrad eines Kessels oder einer ganzen Kesselanlage als maßgebend für die Wirtschaftlichkeit der Dampferzeugung. Man war sich wohl darüber klar, daß durch die unvermeidlichen Schwankungen, Betriebsunterbrechungen, durch kleinere oder größere Betriebsstörungen, ferner durch die Unachtsamkeit der Kesselwärter usw. der eigentliche Betriebswirkungsgrad, d. h. der mittlere Wirkungsgrad eines längeren Zeitabschnittes, im allgemeinen geringer war als der innerhalb weniger Stunden bei gleichmäßiger Belastung und genauer dauernder Überwachung gemessene Abnahmewirkungsgrad. Zahlenmäßige und durch Betriebsversuche oder die Betriebstatistik bestätigte Werte, die erkennen lassen, wie groß der Unterschied zwischen Abnahme- und Betriebswirkungsgrad ist und wodurch in erster Linie der Unterschied bestimmt wird, lagen aber bisher nicht vor. Erst die eingehenden Versuche des Verfassers über den Einfluß der Betriebspausen und der Verluste beim Anheizen und Abstellen des Kessels haben diese Verhältnisse einigermaßen geklärt*). Inzwischen sind eine ganze Anzahl weiterer Untersuchungen von verschiedener Seite veröffentlicht worden**), welche die ersten Versuchsergebnisse bestätigten und auch Klarheit über den Einfluß der Kesselbauart auf die Höhe der Stillstandsverluste brachten.

Das Ergebnis dieser Untersuchungen läßt sich kurz dahin zusammenfassen, daß der Betriebswirkungsgrad in viel höherem Grade von den Abkühlverlusten abhängt als von den übrigen Verlusten, die während des Betriebes auftreten, namentlich in den Fällen, wo der Kessel nur kurze Zeit im Betrieb ist und die Betriebspausen sehr lang sind. Bei einem Versuch an einem Wasserrohrkessel von etwa 240 m² Heizfläche, der sich in einwandfreiem Zustande befand und täglich zehn Stunden einschließlich der Anheizzeit im Betrieb war, wurde z. B. festgestellt, daß die gesamten Stillstandsverluste täglich etwa 7 Mill. kcal, entsprechend rund 1200 kg guter Steinkohle betrugen, während alle übrigen Verluste in der gesamten Betriebszeit durch fühlbare Wärme und Unverbranntes in den Abgasen, durch Verbrennbares in den Ascherückständen sowie durch Strahlung und Leitung, nur etwa 5 Mill. kcal, entsprechend 800 kg Steinkohle betrugen. Der Abnahmewirkungsgrad, der im Beharrungszustand ermittelt wurde, ergab sich zu 78%, während der eigentliche Betriebswirkungsgrad für eine längere Zeit zu 59% ermittelt wurde. Diese Ergebnisse zeigen, daß es tatsächlich im Vergleich zu den hohen Abkühlverlusten von untergeordneter Bedeutung ist, ob ein Kessel im Beharrungszustand 78 oder 80 oder gar 85% Wirkungsgrad ergibt; viel wichtiger ist es und von viel größerem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit der gesamten Dampferzeugung, wenn man die Abkühlverluste im Kessel selbst und im ganzen Kesselhaus möglichst verringert.

Im Eisenbahnbetrieb ist die weitaus größte Zahl der ortsfesten Kesselanlagen für die Heizung bestimmt. Infolgedessen befinden sich die Kessel meist nur einen Teil des Jahres unter Vollast im Betriebe. Einen weiteren Teil des Jahres liegen sie ganz still und in den Monaten der Übergangszeit (Frühjahr und Herbst) werden sie nur kurze Zeit in Betrieb zu setzen sein, um für die Raumheizung während der besonders kalten Tageszeiten etwas Wärme zu liefern. Es handelt sich also hierbei um Kesselanlagen mit stark wechselndem Betrieb, deren Wirkungsgrad wegen der häufigen und starken Belastungsschwankungen, der oft nur sehr kurzen Betriebszeiten und der häufigen Betriebspausen im Verhältnis zum Beharrungswirkungsgrad sehr gering ist. Hieraus folgt aber, daß gerade im Eisenbahnbetriebe bei den Kesselanlagen die Abkühlverluste außerordentlich hoch und Maßnahmen zu ihrer Verringerung äußerst wichtig sind. Allerdings ist stets zu bedenken, daß wegen der oben geschilderten Verhältnisse der Ausnutzungsfaktor, d. h. das Verhältnis der mittleren Belastung zur eingebauten Leistung äußerst gering ist. Nimmt man an, daß die Raumheizungsanlage in den Monaten Dezember bis Februar voll ausgenutzt ist, d. h. mit 100 v. H. Ausnutzungsfaktor arbeitet, daß in weiteren fünf Monaten (Oktober, November, März, April und Mai) der mittlere Ausnutzungsfaktor 50% beträgt und daß die Anlage in den übrigen vier Monaten völlig stilliegt, so ergibt sich ein mittlerer, jährlicher Ausnutzungsfaktor von etwa 46%, der aber wahrscheinlich noch viel zu hoch gegriffen

*) Vergl. Archiv für Wärmewirtschaft, Bd. 6 (1925), Heft 2 und 11, Bd 7 (1926), Heft 1 und 3.

**) Vergl. Ebel, Archiv für Wärmewirtschaft, Bd. 7 (1926), Heft 8; Schlicke, „Die Wärme", Bd. 50 (1927), Heft 35; Schuhmacher, „Die Wärme", Bd. 50 (1927), Heft 43; Eberle, „Archiv für Wärmewirtschaft", Bd. 9, Heft 5, 1928.

ist, weil auch in den Wintermonaten die Ausnutzung selten 100% beträgt. Berücksichtigt man noch, daß die Heizanlagen meist auch im strengen Winter nur während der Arbeitszeit in Betrieb sind (8 bis 10 Stunden), so beträgt die Ausnutzung sicher nicht mehr als 20%. Bei dieser im Verhältnis zu den neuzeitlichen Kraft- und Wärmeanlagen der Elektrizitätswerke und der industriellen Betriebe geringen Ausnutzung der eingebauten Leistung ist sicherlich erste Voraussetzung, daß etwaige Maßnahmen zur Verringerung der Abkühlverluste nicht allzu kostspielig sind, denn der Kapitaldienst spielt eine um so größere Rolle, je geringer der Ausnutzungsfaktor ist*). Somit ergeben sich für Heizanlagen in Eisenbahnbetrieben folgende zwei wichtige Gesichtspunkte:

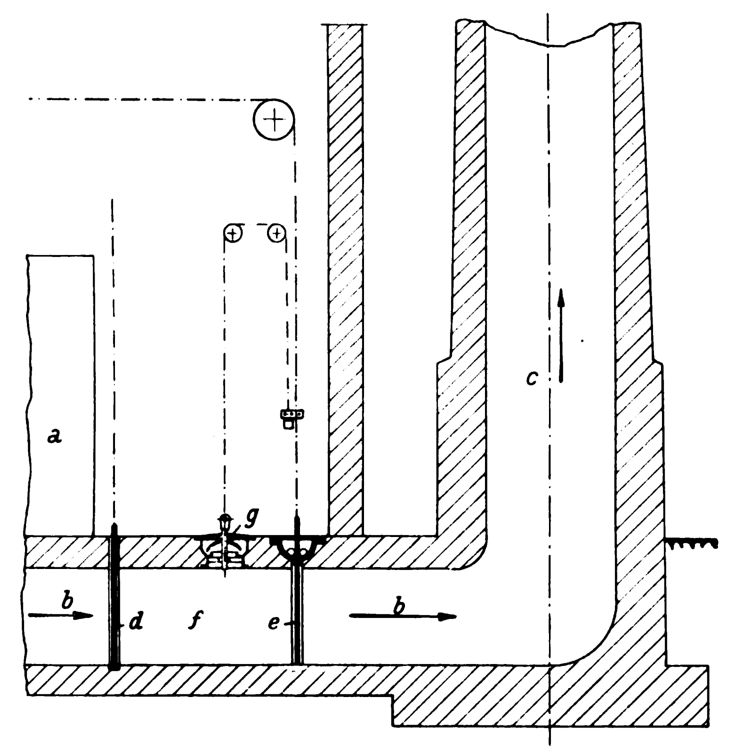



Abb. 1. Zugsperranlage Bauart Stober der Enzinger Union-Werke. a) Kessel, b) Fuchs, c) Schornstein, d) Zugschieber, e) Sicherheitsschieber, f) abgeschlossener Schleusenraum, g) selbsttätiges Luftventil.

1. Wegen der schwankenden Betriebsverhältnisse und der langen und häufigen Betriebspausen ist eine möglichst weitgehende Verringerung der Abkühlverluste zu erstreben.

2. Wegen des geringen Ausnutzungsfaktors sind alle Kapitalkosten im Vergleich zu den Brennstoffen und sonstigen Betriebskosten sehr hoch und beeinflussen die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage besonders stark. Daher müssen alle wärmewirtschaftlichen Maßnahmen mit möglichst geringen Anlagekosten durchgeführt werden.

Wenn es gelingt, diesen beiden Forderungen gerecht zu werden, so lassen sich zweifellos bedeutende Ersparnisse erzielen. Daß sich selbst unter ungünstigen Verhältnissen eine gute Wirtschaftlichkeit wärmetechnischer Maßnahmen zur Verringerung der Abkühlverluste ergibt, zeigen die Betriebserfahrungen im Reichsbahnausbesserungswerk Oels mit einer neuen Zugsperranlage, Bauart Stober, die von den Enzinger Union-Werken geliefert wurde.

Diese Zugsperre, von der Abb. 1 eine schematische Darstellung gibt, bezweckt vor allem die inneren Auskühlverluste während der Betriebspausen, die durch den Schornsteinzug entstehen, möglichst weitgehend zu verringern. Wie die Abbildung erkennen läßt, ist der Feuerraum a durch den Fuchs b mit dem Schornstein c verbunden. Der übliche Zugschieber d und ein Sicherheitsschieber e, trennt während der Betriebspausen einen besonderen Schleusenraum f, der durch ein Ventil g mit der Außenluft in Verbindung steht, von dem übrigen Fuchs ab. Das Luftventil ist durch Rolle und Seil mit dem Sicherheitsschieber verbunden und öffnet sich selbsttätig, sobald dieser geschlossen wird, während es bei Betrieb, wobei sich der Sicherheitsschieber außerhalb des Fuchses befindet, geschlossen ist.

Von dem Augenblick an, wo die beiden Schieber geschlossen sind und das Luftventil den Schleusenraum mit der Außenluft verbunden hat, kann keine Luft mehr durch das Kesselinnere gesaugt werden, auch wenn der Zugschieber, wie es meist der Fall sein wird, undicht ist. Falls auch der Sicherheitsschieber geringe Undichtheiten aufweist, was aber bei der Konstruktion durch sorgfältige Materialauswahl und -bearbeitung vermieden wird, so saugt der Schornstein durch Luftventil und Schleusenraum die Außenluft an. In jedem Falle also ist der Kessel vom Schornstein in der Betriebspause vollständig abgetrennt.

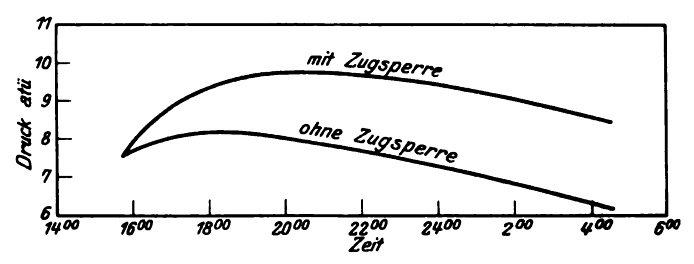



Abb. 2. Druckverlauf in der Betriebspause.

Diese neue Zugsperranlage, die sich durch Einfachheit und Betriebssicherheit auszeichnet, hat sich bereits in einer ganzen Anzahl von Betrieben gut bewährt. Im Reichsbahnausbesserungswerk Oels, wo die Zugsperranlage seit etwa einem Jahr eingebaut ist, wurden vor kurzem von Reichsbahnrat Niederstrasser*) Vergleichsversuche angestellt, um den Nutzen, den man durch die Zugsperranlage erreicht hat, zahlenmäßig festzustellen. Solche Vergleichsversuche sind insofern einfach durchzuführen, als man die Zugsperranlagen in dem einen Falle nach Betriebsschluß ordnungsgemäß schließt, in anderem Falle überhaupt nicht benutzt, so daß also hierbei die Betriebsverhältnisse so liegen, wie vor Einbau der Zugsperranlage.

Im übrigen wurden bei den Parallelversuchen, soweit es sich irgend ermöglichen ließ, genau die gleichen Betriebsbedingungen eingehalten; an den Tagen vor den Versuchen wurden die Kessel um $15^{30}$ Uhr mit gleichen Drücken, Wasserständen und Feuerzuständen stillgesetzt. Nach dreizehnstündiger Pause wurde mit Anheizen begonnen; alle Ablesungen wurden in Abständen von fünf Minuten vorgenommen, bis zu dem Augenblick, wo der Beharrungszustand erreicht war.

Man erhielt bei dem Versuch ohne Zugsperre 60,9 v. H. Betriebswirkungsgrad, bei den Versuchen mit Zugsperre 64 v. H. Betriebswirkungsgrad. Daraus errechnet sich die reine Brennstoffersparnis zu 5,1 v. H., ein Wert, der als sehr hoch angesehen werden muß, in Anbetracht des guten Zustandes des Zugschiebers vor Einbau der neuen Zugsperre. Obwohl der Kessel nur etwa 160 Betriebstage im Jahre angeheizt wird, die verfeuerte oberschlesische Feinkohle wegen des an sich schon niedrigen Grubenpreises und der geringen Frachtkosten außerordentlich billig ist (10,3 Mark/t), ergaben sich etwa 1120,— Mark reine Brennstoffersparnisse im ersten

*) Vergl. auch den bemerkenswerten Aufsatz von Dr. Landsberg, Belastung von Kesselanlagen, insbesondere im Eisenbahnbetriebe, Archiv für Wärmewirtschaft, Bd. 8 (1927), Heft 10.

*) Vergl. Archiv für Wärmewirtschaft, Bd. 8 (1927), Heft 9.



Betriebsjahre, während die gesamte Anlage- und Einbaukosten für die Zugsperranlage etwa 1200 bis 1300 Mark betrugen.

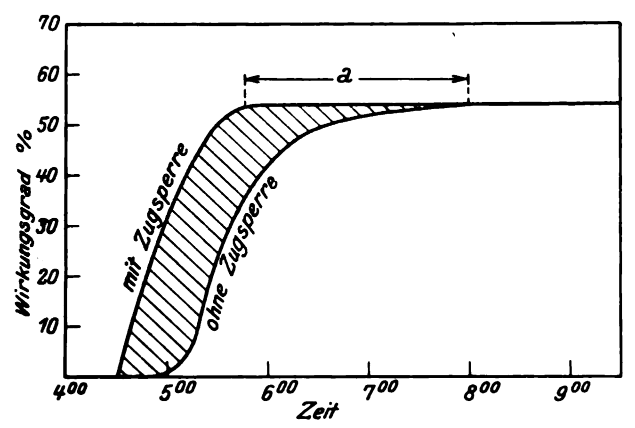



Abb. 3. Gewinn an Wärme und an Einlaufzeit (a), schraffierte Fläche, beim Anheizen und Einlaufen.

Dazu kommt, daß durch die Verringerung der inneren Auskühlverluste die Wärme im Kesselmauerwerk und im Kessel selbst durch luftdichten Abschluß während der Betriebspausen aufgespeichert wird, so daß die Anheizzeit verringert und die Betriebsbereitschaft des Kessels erhöht wird. Die Versuche in Oels haben ergeben, daß die bisherige Anheizzeit von 53 Minuten auf beinahe die Hälfte (28 Minuten) zurückging. Abb. 2 zeigt, daß der Kesseldruck, der bei Betrieb ohne Zugsperre nicht unwesentlich gesunken ist, bei Betrieb mit Zugsperre sogar während des Stillstandes in den Nachtstunden etwas anstieg, so daß sofort nach Beginn des Anheizens Dampf entnommen werden konnte. Wie Abb. 3 zeigt, war der Beharrungszustand (d. h. der wagerechte Verlauf der Wirkungsgradlinie) bei Betrieb ohne Zugsperre um $8^{00}$, also 210 Minuten nach Beginn des Anheizens, bei Betrieb mit Zugsperre dagegen schon etwa $5^{45}$, also nach 75 Minuten erreicht. Seine höchste Leistungsfähigkeit hat der Kessel aber nur bei Beharrungszustand. Da nun meist gerade in den ersten Morgenstunden die Kesselbelastungen am höchsten sind (die Räume sind ausgekühlt und verlangen starke Wärmezufuhr), so folgt daraus, daß der Einbau einer Zugsperre die Leistungsfähigkeit von Kesselanlagen in den ersten Betriebsstunden erheblich erhöht.

Endlich aber erreicht man durch den luftdichten Abschluß des Feuerraums, daß die Haltbarkeit und Lebensdauer des feuerfesten Mauerwerks und der Kesselteile selbst erhöht wird.

Rasche Temperaturschwankungen sind für die meisten Baustoffe sehr schädlich, namentlich dann, wenn mehrere Baustoffe durch Bindestoffe usw. miteinander vereinigt sind, wie dies bei feuerfestem Mauerwerk der Fall ist. Durch den Abschluß des Feuerraumes mittels der Zugsperre erreicht man, daß die hohen Feuerraumtemperaturen allmählich zurückgehen.

# Berichte.

## Bahnhöfe nebst Ausstattung; Lokomotivbehandlungsanlagen.

### Bemerkenswerter Lokomotivschuppen der englischen Südbahn.

Das Lokomotivbetriebswerk in Exmouth Junction der englischen Südbahn ist nach neuzeitlichen Grundsätzen umgebaut worden. Der rechteckige Lokomotivschuppen ist vollständig in Eisenbeton errichtet worden (siehe Abb. 1). Er enthält

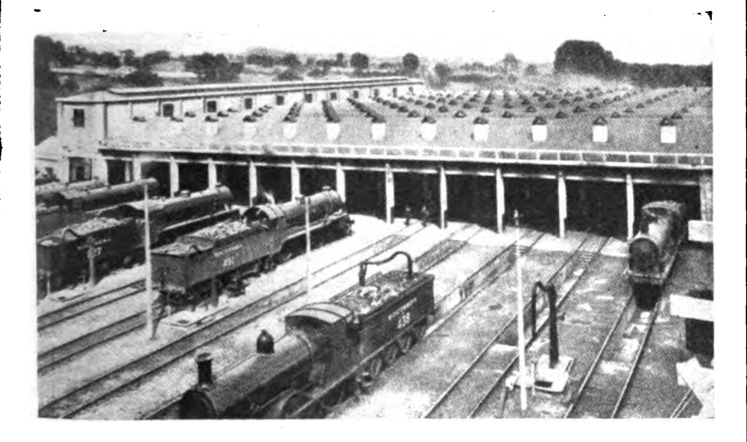


Abb. 1. Außenansicht des Lokomotivschuppens.

13 Gleise von je 83,7 m Länge. Das eine äußere Gleis hat einen Laufkran von 63 t Tragfähigkeit und dient für die Ausbesserungsstände. Anschließend an diesen Stand sind die Werkstätten, Vorratslager und Büros angebaut. Das Dach des Schuppens ist in der Sägezahnform ausgebildet. Die östlichen Abdachungen sind verglast, so daß während des ganzen Tages gleichmäßig zerstreutes Licht im Schuppen erzielt wird. Bemerkenswert ist die Rauchabsaugung. Über jedem Gleis, ausnahmlich der Ausbesserungsstände, ist ein langer Rauchfang trogähnlicher Form aus Beton angeordnet (siehe Abb. 2), auf dem zahlreiche kurze Kamine mit Luftsaugern sitzen. Längs der Innenseite der Trogwände sind besondere Kanäle vorgesehen, die die Niederschlagsfeuchtigkeit aufnehmen und in Traufröhren ableiten. — Das in den Arbeitsgruben der Stände besonders vom Waschen anfallende Wasser wird vor seinem Abfluß in den Abwässerkanal in Kläranlagen von Öl und sonstigen Verunreinigungen befreit.

Die mechanische Bekohlungsanlage ist in Eisenbeton errichtet. Der Hochbunker faßt 300 t. Die Kohlenwagen werden wie bei den meisten neuen Anlagen mit Hebewerk hochgehoben und sodann gekippt.

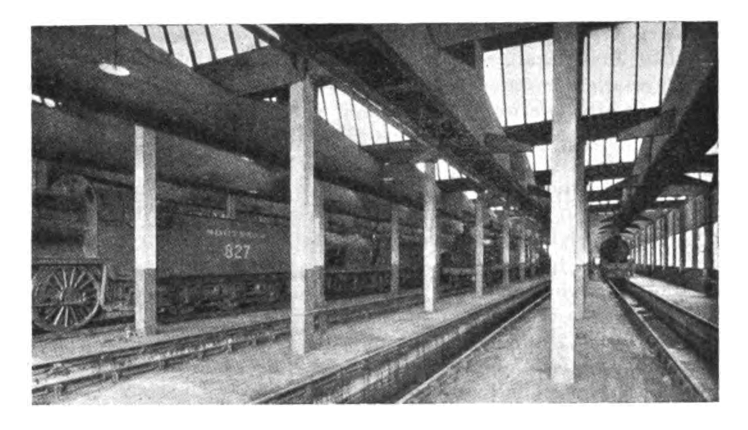


Abb. 2. Innenansicht des Lokomotivschuppens.

Die Gleise sind in der Weise angeordnet, daß die Lokomotiven unbehindert und ohne Gegenläufigkeiten vom und zum Schuppen fahren, also auch unmittelbar vom Schuppen auf die Hauptstrecke und umgekehrt verkehren können Eb.

(Railw. Eng., Februar 1928.)

### Die Wagenbehandlungsanlage Pantin (Paris).

Die französische Ostbahngesellschaft hat eine bemerkenswerte Wagenbehandlungsanlage errichtet, die sich etwa 6.5 km vom Ostbahnhof Paris entfernt zwischen Pantin und Noisy-le-Sec auf eine Länge von 2 km erstreckt. Je ein besonderes Zu- und Abfuhrgleis stellt eine unabhängige Verbindung zwischen dem

Bahnhof und der Werkstätte her. Die Anlage hat den Zweck, durch regelmäßige Behandlung und planmäßige Untersuchungen die Zahl an Großausbesserungen und damit die Dauer der Außerdienststellung der Wagen herabzusetzen.

Die Anlage besitzt ein weiträumiges Gleisnetz, das sich aus mehreren je einem besonderen Zweck dienenden Harfen zusammensetzt. Die Harfen sind nach dem Grundsatze eines ungehinderten, kürzesten Durchlaufes der Wagenzüge angeordnet. Die aus Paris ankommenden Züge gelangen zunächst in die Aufnahmeharfe zu 16 Gleisen, werden von einer besonderen Lokomotive auf eine der beiden Untersuchungsgruben von 240 m Länge gedrückt und dort untersucht. An den Wänden der Gruben sind elektrische Lampen angeordnet, so daß die Untergestelle der Wagen gut beleuchtet werden. Selbsttätige farbige Signale kündigen an, ob die Grube frei (grün), von einem zu untersuchenden Zug (rot) oder von einem abzuführenden Zug besetzt (grün) ist. Die Untersuchungsgruppe besteht aus 5 Mann, von denen einer die Grube durchschreitet, zwei den Zug außen und zwei den Zug innen abgehen. Die entdeckten Schäden werden auf Zettel eingetragen, die mit mechanischer Förderung dem Büro zugehen, wo sogleich die Arbeitsaufträge ausgefertigt werden.

Wenn die Untersuchung beendet ist, bringt eine zweite Lokomotive den Wagenzug auf die Zugbildungsharfe, wo der Zug nach den Erfordernissen des Zugbildungsplanes umgestellt wird. Hier werden auch die beschädigten Wagen ausgestellt. Die zur Zugbildung benötigten Reservewagen stehen nach Gattungen geordnet wiederum auf einer besonderen Harfe. Der fertiggebildete Zug wird nun mit einer dritten Lokomotive auf die Waschharfe gebracht und durch die mechanische Waschanlage gedrückt. Die Waschanlage besteht aus 4 hintereinander angeordneten Zylinderpaaren von Wagenkastenhöhe mit senkrechter Achse. Die Zylinder, die lose Tuchstreifen in großer Zahl tragen, drehen sich mit einer einstellbaren Geschwindigkeit, so daß die fliegenden Tuchlappen unter Mitwirkung des aufgespritzten Wassers die Außenwand des Wagens reinigen. Der Wagenzug wird mit etwa 2 bis 3 km/Stunde durch die Zylinder geschoben. Verschiedene Einrichtungen gestatten die Regelung der Anlage in Zusammenhang mit der Wagenzuggeschwindigkeit usw. Die Reinigung der Wagen fällt mit der Maschine besser aus als von Hand. Die jährliche Ersparnis an Reinigungskosten wird auf 200000 Frs. (= etwa 30000 ℳ) geschätzt.

Der gewaschene Wagenzug wird sodann nach der Ausbesserungsharfe gebracht, wo alle die Schäden behoben werden, die ohne daß der Wagen der eigentlichen Ausbesserungswerkstatt zugeführt wird, und in der verfügbaren Zeit, etwa 2 Stunden, behoben werden können. Für diese Schnellausbesserungen stehen alle erforderlichen Einrichtungen, einschließlich Handlager, zur Verfügung. Nach den Ausbesserungsarbeiten beginnt die innere Reinigung und die Versorgung des Zuges mit Wasser, Wäsche usw. Schließlich wird der fertiggestellte Wagenzug auf die Bereitstellharfe gestellt, von wo die Züge wieder zum Bahnhof rollen. Am Ostende der Anlage ist die Werkstätte errichtet, in der jene Wagen instandgesetzt werden, die bereits auf der Untersuchungsgrube für die Werkstätte angeschrieben wurden. Eb.

(Revue Générale, Januar 1928.)

### Hochbauten aus fertigen Eisenbetonteilen.

Die Herstellung von Betonerzeugnissen hat in Amerika einen solchen Umfang angenommen und eine solche Vollendung erreicht, daß bereits ganze Bauwerke in ihren Einzelteilen angefertigt und an ihrem endgültigen Standort zusammengesetzt werden. So wurde die Station Polsloe Bridge Hall bei Exeter ganz aus vorher gefertigten Teilen zusammengestellt. Die Gehplatten für die Bahnsteige, die auf Wagenbodenhöhe liegen, sind aus Beton und liegen unmittelbar auf schlanken Eisenbetonsäulen. Die auf der Rückseite des Bahnsteiges befindlichen Säulen sind so weit nach oben verlängert, daß sie gleichzeitig die Pfosten für das abschließende Geländer bilden. Die Station befindet sich auf einem hohen Damm. Der Zugang für die Reisenden vom Dammfuß zur Station wird durch eine Betontreppe vermittelt. Außerdem ist eine kleine Unterstands- und Fahrkartenverkaufsbude vorhanden, die aus Beton besteht und mit Asbestziegeln eingedeckt ist. Das Schild mit dem Stationsnamen ist gleichfalls aus Beton hergestellt. Die sämtlichen Einzelteile wurden auf einem der großen Lagerplätze der Gesellschaft in der Nähe der Station hergestellt.

(The Railway Engineer, Januar 1928.) Wa.

## Lokomotiven und Wagen.

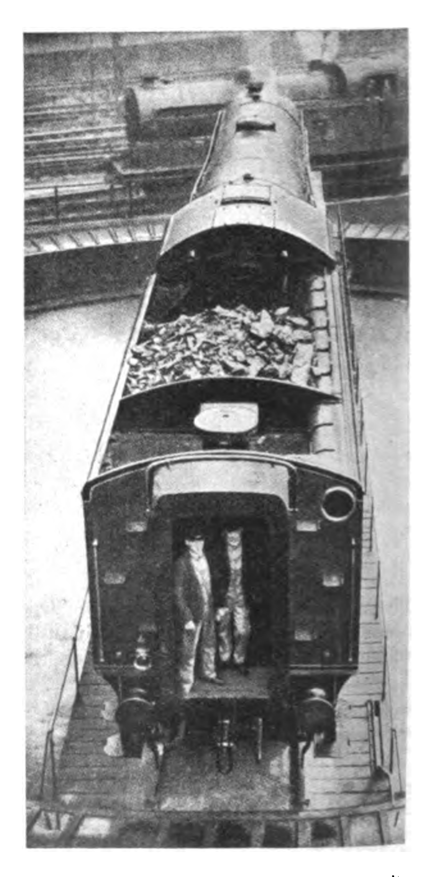
### Lokomotivtender mit Übergang und Faltenbalg.

Die englischen Eisenbahnen legen Wert darauf, ihre Schnellzüge auf möglichst weite Entfernungen ohne Halt durchlaufen zu lassen. Das Fassungsvermögen der Tender ist diesem Verfahren im allgemeinen nicht hinderlich, weil der Wasservorrat mit Hilfe der bekannten Schöpfvorrichtung während der Fahrt ergänzt werden kann. Wenn aber eine Strecke von 630 km ohne Aufenthalt durchfahren werden soll, wie dies neuerdings bei der London and North Eastern-Bahn zwischen London und Edinburgh der Fall ist, dann ergeben sich auch Schwierigkeiten mit der Lokomotivmannschaft. Die London and North Eastern-Bahn wechselt diese unterwegs; für die Ablösung ist ein Abteil 3. Klasse im Zug als Aufenthaltsraum freigehalten.

Um den Übergang der Mannschaft von der Lokomotive zum Zug zu ermöglichen, hat die Bahn für ihre 2 C 1 - h 3 Lokomotiven eine Anzahl besonderer Tender beschafft, die auf der rechten Seite einen 457 mm breiten und 1524 mm hohen, gedeckten Gang und hinten einen Übergang mit Faltenbalg besitzen. Die Tender laufen auf vier in einem Rahmen gelagerten Achsen; sie fassen 22,5 m³ Wasser und 9 t Kohle und wiegen voll 63 t, während die bisherigen Tender mit derselben Achsanordnung und einem um 1 t kleineren Kohlenvorrat nur 57 t Gewicht aufweisen.

Die Anordnung des Seitenganges ist aus der Textabbildung ersichtlich. Sein Fußboden liegt etwa 50 cm über der Sohle des Wasserkastens, so daß unter dem Gang noch ein kleinerer Wasservorrat untergebracht werden konnte. Ein rundes Fenster in der Tenderrückwand beleuchtet den Gang. Um die einseitige Belastung des Tenders teilweise auszugleichen, ist auf der Gangseite ein besonderes Gegengewicht vorgesehen. Darauf dürfte auch ein Teil des oben erwähnten Mehrgewichtes zurückzuführen sein.

Der Gedanke, eine derartige Verbindung zwischen Lokomotive und Zug herzustellen, ist an sich nichts Neues. Die früheren Württembergischen Staatsbahnen haben beispielsweise in ganz ähnlicher Weise während des Krieges einige zweiachsige Tender mit — allerdings offenen — Seitengängen und Übergangsbrücken versehen. Dabei handelte es sich aber darum, zwecks Durchführung einmänniger Lokomotivenbesetzung dem Zugführer den Übergang zur Lokomotive zu ermöglichen, was ohne diese Einrichtung nicht möglich gewesen wäre. Bei Tenderlokomotiven für Lokalbahnen sind zum gleichen Zweck auch bei den vorm. bayer. St. E. B. Übergangseinrichtungen zum Zuge vorgesehen worden. Ob jedoch für den vorliegenden Fall der Mehraufwand an Geld und Gewicht, der mit dem neuartigen Tender verbunden ist, sich rechtfertigen läßt, mag dahingestellt bleiben. Die Einschaltung eines kurzen Aufenthaltes scheint hier doch der einfachere Weg zu sein, zumal man wohl auch annehmen kann, daß die Ablöse-Mannschaft in dem fahrenden Zug keine



Ansicht des Lokomotivtenders mit Übergang und Faltenbalg.



genügende Erholung hat. Immerhin muß betont werden, daß es eine ganz hervorragende Leistung bedeutet, wenn derartige Strecken ohne Lokomotivwechsel und vollends sogar ohne Aufenthalt durchfahren werden. R. D.

(The Railw. Eng., 1928, Mai.)

## Der Krümmungswiderstand von Güterzügen nach amerikanischen Versuchen.

Die Universität von Illinois hat vor kurzem einige Versuchsergebnisse über den Krümmungswiderstand von Güterzügen veröffentlicht, von denen in der nachstehenden Tabelle das Wichtigste wiedergegeben ist. Die Versuche — insgesamt 101 Fahrten — wurden in Krümmungen von 1800 und 600 m Halbmesser vorgenommen. Die Versuchsstrecke war in gutem Zustand; sie war aus Schienen mit einem Gewicht von 35 kg/lfd. m verlegt. Die Luftwärme betrug 17 bis 35° C; die Windstärke war mäßig und überstieg nur bei zwei Versuchen 24 km/h. Das Gewicht der einzelnen Wagen schwankte zwischen 13 und 49 t. Wenn der Zug ganz in der Krümmung lief, konnten folgende Werte in kg/t für den Krümmungswiderstand der Wagen — also ohne Lokomotive — ermittelt werden:

| Krümmungs-Halbmesser | 1800 | | | 600 | | | m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Geschwindigkeit | 16 | 32 | 48 | 16 | 32 | 48 | km/h |
| Krümmungswiderst., Zug 1 | 0,16 | 0,22 | 0,45 | 0,96 | 0,90 | 0,84 | kg/t |
| „ „ 2 | 0,23 | 0,21 | 0,11 | 0,78 | 0,66 | 0,36 | „ |
| „ „ 3 | 0,26 | 0,22 | 0,27 | 0,75 | 0,60 | 0,69 | „ |
| „ „ 4 | 0,21 | 0,05 | 0,23 | 0,93 | 0,72 | 0,39 | „ |
| „ „ 5 | 0,30 | 0,34 | 0,18 | 0,96 | 1,02 | 0,57 | „ |
| Krümmungswiderstand im Durchschnitt | 0,23 | 0,21 | 0,25 | 0,87 | 0,78 | 0,57 | kg/t |
| Krümmungswiderstand im Durchschnitt ohne Berücksichtigung der Geschwindigkeit | 0,23 | | | 0,74 | | | „ |

Diese Versuchsergebnisse sind zwar auf europäische Verhältnisse nicht ohne weiteres übertragbar, weil die betreffenden Güterzüge, wie in Amerika üblich, durchweg aus vierachsigen Drehgestellwagen zusammengesetzt waren; immerhin lassen sie aber gewisse Rückschlüsse auf den Krümmungslauf von Drehgestellwagen überhaupt zu. R. D.

(Railw. Age 1927, 2. Halbj., Nr. 11.)

# Buchbesprechungen.

**Kesselanlagen für Großkraftwerke. Betrachtungen und Richtlinien.** Von Dr. Ing. Friedrich Münzinger. Format 19,2×27,2 cm. XII/176 Seiten mit 282 Abbildungen im Text und auf 2 Tafeln und 8 Zahlentafeln. Preis gebunden *R.M* 19,—, für VDI-Mitglieder *R.M* 17,— (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7).

Dr. Münzinger schildert in seinem Buche „Kesselanlagen für Großkraftwerke“ an Hand von 282 Abbildungen, 2 Bild- und 8 Zahlentafeln zunächst eingehend den Bau der Kessel- und Kohlenstaubaufbereitungsanlage des „Großkraftwerkes Klingenberg“ von den ersten Vorentwürfen an bis zur fertigen Anlage. Ausgehend von diesem als Ausführungsbeispiel gedachten Teile behandelt der Verfasser die an neuzeitliche Feuerungen und Kessel für sehr hohe Dampfleistungen gestellten Anforderungen und zeigt die für ihre Erfüllung zu beschreitenden Wege. Nach Ansicht des Verfassers stehen wir sowohl im Bau von Kesseln als auch von Staubfeuerungen an einem sehr wichtigen Wendepunkte, weil mit hoher Wahrscheinlichkeit die Bauformen beider in naher Zeit eine tiefgehende Wandlung erfahren werden. Im Anschluß an diese Erörterungen werden mehrere Sonderprobleme wie Zwischenüberhitzung, wirtschaftlichster Kesselwirkungsgrad, Schaffung großer Momentanreserven, mechanische Roste oder Staubfeuerungen, Einzelmühlen oder Zentralmahlanlagen usw. besprochen.

**VI. Tagung des allgemeinen Verbandes der Deutschen Dampfkessel-Überwachungs-Vereine am 9. September 1927 zu Düsseldorf.** 78 Seiten mit 109 Abbildungen und 20 Zahlentafeln. Preis broschiert *R.M* 16,—, für VDI-Mitglieder *R.M* 14,40 (VDI Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7), 1928.

Dem Brauch der letzten Jahre treu, hat der Spitzenverband der deutschen Dampfkessel-Überwachungs-Vereine auch die Vorträge seiner VI. Tagung geschlossen veröffentlicht. Aus dem Inhalt des Heftes, der sich auf die in der Zeit beginnenden Hochdruckbetriebes besonders interessierenden Fragen: Wirtschaftlichkeit, Werkstoffe, Betriebserfahrungen bezieht, führen wir an: Direktor Dr. Ing. Ebel, Wirtschaftliche Grenzen des Dampfdruckes für Mittel- und Kleinbetriebe. — Direktor Schulte, Die Wirtschaftlichkeit der Kohlenstaubfeuerung für Dampfkessel. — Dr. Ing. Christmann, Kesselbaustoffe und ihre Beeinflussung durch Weiterverarbeitung und Betrieb mit besonderer Berücksichtigung der Hochdruckkessel. — Oberingenieur Gleichmann, Erfahrungen mit dem Lenson-Dampferzeuger.

**Gottwein, Schlosserei- und Montage-Arbeitszeitermittlung und Zeitbedarf verwandter Handarbeiten,** Verlag Julius Springer, Berlin, Preis geb. 26.— *R.M*.

Dem von vielen Fachkreisen lebhaft gehegtem Wunsche, Richtlinien für die Festsetzung des Zeitbedarfs der reinen Handarbeiten in der Schlosserei und Montage zu schaffen, ist der Verfasser mit seinem Werk nachgekommen.

Das schwierige Gebiet der Erfassung der reinen Handarbeitszeiten wird in dem Buche eingehend behandelt.

Wesen und Grundbegriffe für Handarbeiten unter besonderer Beachtung von Schlosser- und Montagearbeiten sind ausführlich beschrieben. Den Teilschlosserarbeiten, wie Anreißen, Feilen, Schaben, Gewindeschneiden, Aufreiben, Messen usw., widmet der Verfasser breiten Raum. Einige Schlosserarbeiten, wie Gewindeschneiden von Hand, Aufkeilen von Maschinenteilen, Schaben von Lagern und Buchsen sind von mehreren Verfassern in verschiedenen Abschnitten behandelt worden. Beim Vergleich des Zeitbedarfs zeigen sich gewisse Unterschiede, die auf die verschiedenen Arbeitsbedingungen und darauf zurückzuführen sind, daß bald nur die Hauptzeit, bald die Grundzeit, die außer der Hauptzeit mehr oder weniger Nebenzeiten enthält, verstanden ist. Man erhält dadurch ein Bild, wie ähnliche Arbeiten an verschiedenen Stellen mit unterschiedlichen Arbeitsbedingungen in ihrem Zeitbedarf verschieden bewertet werden und man erkennt darin die Schwierigkeiten, die sich einer genauen Erfassung der Handzeiten entgegenstellen.

Organisatorische Maßnahmen bei Zusammenbauarbeiten werden an Hand von Beispielen im Abschnitt „Handarbeitszeiten im Eisenbahnwagenbau“ erläutert. Es wird hier gezeigt, wie bei der Arbeitsverbreitung die Bauvorgänge, soweit als praktisch nötig, unterteilt werden und wie durch eine scharfe Fristenkontrolle nicht nur die Einhaltung der Lieferfristen sichergestellt und eine unnötige Kapitalbindung und ein nicht zu rechtfertigender Zinsendienst für zu früh beschaffte Stoffe vermieden, sondern auch die Arbeitsgeschwindigkeit gehoben wird.

In einem weiteren Abschnitt „Schlosserarbeiten aus der Lokomotivmontage“ wird die wissenschaftliche Durchforschung verschiedener Arbeitsgänge behandelt und an vorgenommenen Zeitaufnahmen wird gezeigt, wie die graphische Zusammenstellung der einzelnen Arbeitsgänge hinsichtlich ihres zeitlichen Verlaufes es ermöglicht, die Fertigung kritisch zu beleuchten und die Fehler der alten Fertigungsweise zu beseitigen. Auch die psycho-physiologischen und technologischen Bedingungen, die bei der Erfassung der Handarbeiten eine wesentliche Rolle spielen, werden in diesem Abschnitt eingehend und leichtverständlich geschildert.

Die interessanten, wissenschaftlichen Ausführungen Gottweins weisen die Wege, die zu gehen sind, um einen Betrieb auf die höchste Stufe seiner Wirtschaftlichkeit zu bringen. Die Schwierigkeiten, die sich bei der Durchführung in der Praxis entgegenstellen, dürfen jedoch auch hier nicht unterschätzt werden.

Wenn der Verfasser in seinem Werke über die zeitliche Erfassung der Ausbesserungsarbeiten auch keine Abhandlungen bringt, so kann das Buch doch jenen Beamten der Reichsbahn, die mit der Durchforschung der einzelnen Arbeiten beauftragt sind, zum Studium empfohlen werden. Es wird vielen nützliche Lehren und Winke geben, die auch bei Instandsetzungsarbeiten wirtschaftlich verwertet werden können. Linhard.

**Kresta-Käch, Lehrbuch der zeitgemäßen Vorkalkulation im Maschinenbau.** Verlag Julius Springer. Preis geb. 22.— *R.M.*

Der Verfasser bringt als langjähriger Betriebsleiter und Bürochef der Vorkalkulation die seit langem erwarteten Unterlagen über die zeitgemäße Vorkalkulation. Der reichhaltige Stoff, der in möglichst einfacher, leichtverständlicher Weise behandelt ist, gestattet es auch jenen Werkmeistern und Kalkulationsbeamten, denen eine technische Schulbildung fehlt, sich in das wichtige Gebiet der modernen Vorkalkulation einzuführen.

Die Grundlagen der Selbstkostenberechnung werden in der Einleitung kurz behandelt. An Hand von Beispielen wird hier die Aufteilung der indirekten Kosten auf die einzelnen Kostenstellen nach der Prozent-Lohnregiemethode und nach der Zeit-Platzkostenmethode erklärt. Die Erkenntnis, daß in vielen Fällen ganz irrige Begriffe über Schnittgeschwindigkeit und Vorschub vorherrschen und daß die Wechselbeziehungen zwischen Schnittgeschwindigkeit und Vorschub einerseits und der Spantiefe andererseits oft vollständig verkannt werden, hat den Verfasser veranlaßt, hierüber eingehende und aufklärende Abhandlungen zu bringen.

In bezug auf die Kalkulation der Handarbeiten bringt das Buch sehr interessante Darstellungen über die Zweckmäßigkeit und Ausarbeitung von Fertigungsplänen, über die Zergliederung der Arbeitsgänge in Einzelelemente und über die Aufstellung von Unterweisungskarten.

Das Sachverzeichnis am Anfang des Buches ermöglicht es jedem, der sich über einzelne Fragen orientieren möchte, sich schnell zurecht zu finden. Die Beschreibung der im Maschinenbau hauptsächlich in Verwendung stehenden Werkzeugmaschinen wie Drehbänke, Revolverbänke und Automaten, Schleif-, Fräs-, Langhobel-, Zahnradhobelmaschinen usw., sowie die dazugehörigen Werkzeuge unter besonderer Berücksichtigung ihrer wirtschaftlichen Verwendungsweise, machen das Buch zum unentbehrlichen Hilfs- und Nachschlagewerk eines jeden Betriebsleiters und Kalkulationsbeamten.

Die zur raschen und sicheren Berechnung der Laufzeiten erforderlichen Formeln, Tabellen und Anleitungen sind den einzelnen Abschnitten angegliedert. An angeführten Kalkulationsbeispielen wird die praktische Anwendung dieser Formeln, Tabellen und Tafeln gezeigt.

Von dem schwierigen Gebiete der Vorkalkulation bei Handarbeiten behandelt der Verfasser die Schlosserarbeiten, das autogene und elektrische Schweißen und die Wickelarbeiten im Elektromaschinenbau. Mit Rücksicht auf die Wichtigkeit gerade dieses Gebietes wäre eine eingehendere Behandlung erwünscht und ist es zu begrüßen, daß der Verfasser beabsichtigt, sein Werk nach dieser Richtung hin zu erweitern. Bei dieser Gelegenheit möchten wir dem Verfasser die Anregung geben, auch das Gebiet der Ausbesserungsarbeiten in sein Werk einzubeziehen, denn es gibt, außer den Reichsbahnwerken, noch eine ansehnliche Anzahl von Betrieben, die in der Hauptsache mit Ausbesserungsarbeiten beschäftigt sind und die für Unterlagen, die eine gerechte Vorgabe des Zeitbedarfs für diese Arbeiten gewährleisten, großes Interesse haben.

Für die Zeitermittlung bei den Reichsbahnwerken kann das Buch bereits in seiner jetzigen Auflage, sowohl für die z. Z. noch vorhandenen Zeitermittler, als auch für die Mitglieder der Zeitaufnehmergemeinschaft empfohlen werden. Linhard.

**Czygan, Die Eisenbahn in Wort und Bild,** 2 Bände mit 4 Modellen und 17 Tafeln in besonderer Mappe, 1440 Seiten mit 1641 Textbildern. Nordhausen am Harz, Verlagsgesellschaft Heinrich Killinger; Preis geb. *R.M* 47.—.

Zur Mitarbeit an dem vorliegenden Buche hat der Herausgeber eine Reihe von Fachleuten gewonnen, die Reichsbahnbeamte sind oder waren. Die Liste der Bearbeiter zählt auf: van Bierna, Czygan, Ehrich, Holfeld, Henkes (Hubert), Henkes (August), Kallenbach, Dr. Ing. Meyer (Hannover), Paulsen, Richard, Sonntag, Speer, von Strenge. Das Buch hält nach Umfang und Tonart etwa die Mitte zwischen den fachwissenschaftlichen Gesamtdarstellungen der bekannten großen Handbücher und jenen gemeinverständlichen Darstellungen, für die Arthur Fürst in der „Welt auf Schienen“ und im „Weltreich der Technik“ meisterhafte Vorbilder aufgestellt hat. Man geht wohl nicht fehl in der Annahme, daß das vorliegende Buch von der Darstellungsweise Arthur Fürsts befruchtet worden ist. Nicht zu seinem Schaden. Das ganze Buch ist zweifellos lebendig und anregend. Das gilt in erster Linie für die Abbildungen, für die vielfach die perspektivische Darstellung gewählt ist und die von einem erstaunlichen Sammelfleiße zeugen. Auch die sprachliche Behandlung ist durchaus wohlgelungen; der Leser wird oft mit Vergnügen feststellen, wie sehr eine Darstellung gewinnt, wenn sie sich von dem üblichen Schultone der Lehre oder vom Befehlston der Vorschriften löst. Über Einzelheiten wird man mit den Verfassern nicht rechten. So würde man z. B. über die Abstellbahnhöfe gern etwas mehr lesen, ebenso über die Umstellbahnhöfe (Rangierbahnhöfe); die Ausführungen über die Gefällsbahnhöfe zeigen übrigens, daß der Wert dieser Bahnhofsform in Norddeutschland immer noch zu wenig gewürdigt wird. Im Abschnitt Verkehrsdienst sähe man gern die neuere Erkenntnis verwirklicht, daß auch dieser Zweig durch zeichnerische Darstellungen anziehender gestaltet werden kann; auch vermißt man dort Ausführungen über die Kursbildung im Güterzugdienste. Das sollen indessen nicht Bemängelungen sein, sondern lediglich Anregungen für spätere Auflagen. Denn das ganze Buch muß unumwunden als vortrefflich gelungen angesprochen werden, wobei noch hervorgehoben sei, daß es auch auf Sonderzweige, wie etwa Zahnstangenbahnen und Seilbahnen oder auf die Stoffkunde in ausreichendem Maße Rücksicht nimmt.

Alles in allem kann man sagen, daß das Buch zur Einführung bestens geeignet ist, etwa für Studierende. Aber auch Fachleute aller Dienstzweige und Dienstgrade werden das Buch mit Nutzen verwenden. Ist doch das Eisenbahnwesen schon so vielseitig geworden, daß selbst für einen Geist mit großer Reichweite der Überblick sehr schwer geworden ist. In dieser Hinsicht kann von Darstellungen wie der vorliegenden eine erwünschte, sozusagen sammelnde und einigende Wirkung ausgehen. Das Buch kann schließlich um so mehr empfohlen werden, als der Preis im Verhältnis zu dem Gebotenen als niedrig zu bezeichnen ist.

Dr. Bl.

Weiter ging der Schriftleitung aus dem Verlag A. Ziemssen, Wittenberg zu:

Stockmann **„Untersuchungen am Laufkran“** 64 Seiten. 2.— *R.M* und

Ninnelt **„Über Kraft- und Arbeitsverteilung an Greifern, besonders an Motor„greifern“** 66 Seiten. 2.— *R.M.*

## Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen.

**Aufnahme neuer Mitglieder in den Verein.** Der Satzungsausschuß hat sich in seiner am 15./16. Mai d. J. in Baden bei Wien abgehaltenen Vollsitzung mit der Aufnahme der schwedischen, norwegischen und dänischen Staatsbahnen sowie der schweizerischen Bundesbahnen in den Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen befaßt. Dem Antrage auf Aufnahme wurde einstimmig zugestimmt. Die genannten Verwaltungen treten somit mit Wirkung vom 1. Januar 1929 als außerordentliche Mitglieder dem Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen bei.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 1. August 1928 | Heft 15

## Hochdrucklokomotive der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur.

Von Ingenieur J. Buchli, Direktor der Schweizerischen Lokomotivfabrik Winterthur.

Die Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik hat das Studium für die Verwendung von Hochdruckdampf im Lokomotivbetrieb schon vor einigen Jahren begonnen, nachdem geeignete Materialien für die Herstellung von Hochdruckbehältern genügend erprobt waren, und in der elektrischen und autogenen Schweißung dem Konstrukteur bewährte Hilfsmittel für den Bau von Dampfkesseln zur Verfügung standen.

Besonders wertvoll mußte sich der Hochdruckdampf für Auspuffmaschinen, also speziell für Lokomotiven, auswirken, da eine bedeutende Kohlen- und Wasserersparnis zu erwarten war. Neben diesen wertvollen Eigenschaften des Hochdruckdampfes und zum Teil durch sie bedingt, ergibt sich die Möglichkeit, die Leistungsfähigkeit der Dampflokomotive und ihre Zugkraft noch erheblich weiter zu steigern.

Von dieser Erkenntnis ausgehend und von dem Grundsatze geleitet, eine Hochdrucklokomotive zu bauen, die in der Bedienung keine Mehranforderung an das Personal stellt und — bezogen auf die Leistungseinheit — sich im Preise nicht höher stellen soll als eine Maschine normaler Bauart, wurde auf Grund von vielen Vorversuchen die konstruktive Entwicklung und schließlich der Bau durchgeführt. Kessel und Maschine sind über ein Jahr auf dem Prüfstand ausprobiert worden. Nachdem alle Schwächen, die bekanntlich an jeder Neuanlage auftreten, behoben waren, konnte die Lokomotive Ende 1927 betriebsmäßig ausprobiert werden. Heute steht sie im regelmäßigen Dienst der Schweizerischen Bundesbahnen.

Den Eisenbahnen sind durch das Automobil und die Luftschiffahrt ernste Konkurrenten entstanden, und auch dem Lokomotivbauer sind durch die Verwendung des Elektro- und des Dieselmotors neue Wege gewiesen worden. Es ist daher begreiflich, daß der Konstrukteur, angeregt durch diese Neuerungen, gezwungen ist, auch Verbesserungen in bezug auf Ausnützung des Dampfes zu suchen, um so mehr als die Dampflokomotive, wärmetechnisch gesprochen, sehr ungünstig arbeitet: Von dem gesamten Wärmeinhalt des Brennmaterials setzt die beste Niederdruck-Heißdampflokomotive betriebsmäßig nur etwa 7 bis 8% in mechanische Arbeit um.

Zwei hauptsächliche Eigenschaften charakterisieren etwa die neue Hochdrucklokomotive: die Kesselanlage und die raschlaufende Dampfmaschine in Verbindung mit der Zahnradübertragung. Im nachfolgenden sollen diese grundlegenden Konstruktionselemente der Hochdrucklokomotive „Winterthur“ beschrieben werden.

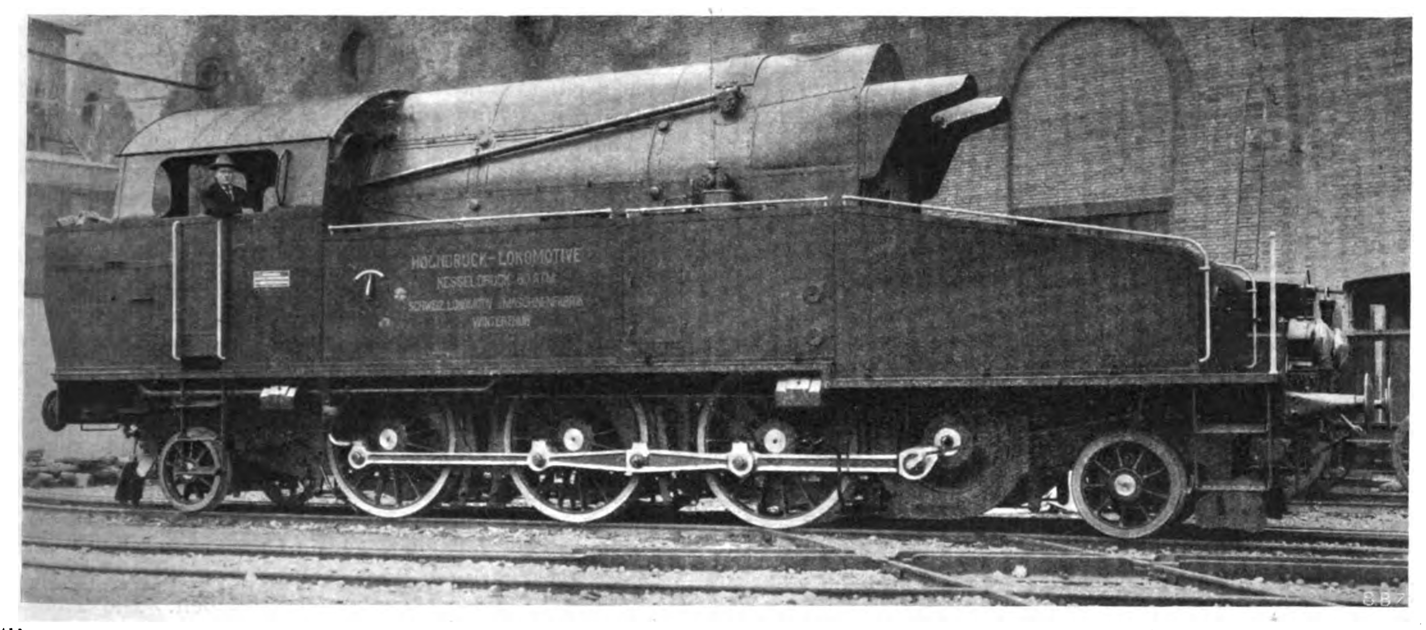



Abb. 1. Hochdruck-Lokomotive „Winterthur“ für 60 at Kesseldruck der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur.

Die Hochdrucklokomotive „Winterthur“ (Abb. 1)*) ist die erste, die nur mit Hochdruck arbeitet. In der Abb. 2 sind in den Kurven a und b die thermischen Wirkungsgrade in Abhängigkeit vom Dampfdruck für Auspuff- wie auch für Kondensationsbetrieb dargestellt. Es geht daraus hervor, daß mit zunehmendem Druck die Ausnützung der Brennstoffwärme für den Betrieb der Dampfmaschine zunimmt, so daß z. B. eine Steigerung des Dampfdruckes von 15 auf 50 kg/cm² eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades von 18 auf 24% ergibt, während eine weitere Steigerung von 50 auf 100 kg/cm² den Wirkungsgrad von 24 auf nur 27% hebt. Nachdem mit der Erhöhung des Dampfdruckes die konstruktiven Schwierigkeiten in der Ausbildung der Einzelteile steigen, und der technische Gewinn in einem günstigen Verhältnis zu den Mehrkosten, die dadurch entstehen, bleiben muß, wurde als Arbeitsdruck 60 kg/cm² gewählt. Die Anordnung von Kessel und Maschine gegenüber dem Triebwerk und dem Gestell der Lokomotive geht aus der Abb. 3 hervor. Der Kessel ist kurz und hoch, so daß vor der Rauchkammer

*) Für den größten Teil der in dem Aufsatz enthaltenen Abbildungen wurden die Bildstöcke vom Verlag der Schweizerischen Bauzeitung zur Verfügung gestellt.

für die Unterbringung der raschlaufenden Dampfmaschine genügend Platz vorhanden ist. Es ist für den Betrieb ausserordentlich wichtig, die Zugänglichkeit der Maschine zu bewahren, was mit der beschriebenen Anordnung in jeder Beziehung erreicht ist. Die Maschine treibt das Zahnradvorgelege an; dieses ist vermittelst Kuppelstangen mit den Lokomotivachsen verbunden; die Hauptkuppelstangen greifen die, die beiden ersten Triebachsen verbindenden Kuppelstangen in der Mitte an und umfassen den Kuppelzapfen der ersten Triebachse mit Spiel. Diese Anordnung wurde gewählt, um eine möglichst große Länge der Stange zu erhalten, so daß das Federspiel auf den Gang des Triebwerks praktisch ohne Einfluss ist. Das Prinzip der Übertragungsart lehnt sich genau an die Praxis mit elektrischen Lokomotiven an; die Anordnung hat sich dort bewährt.

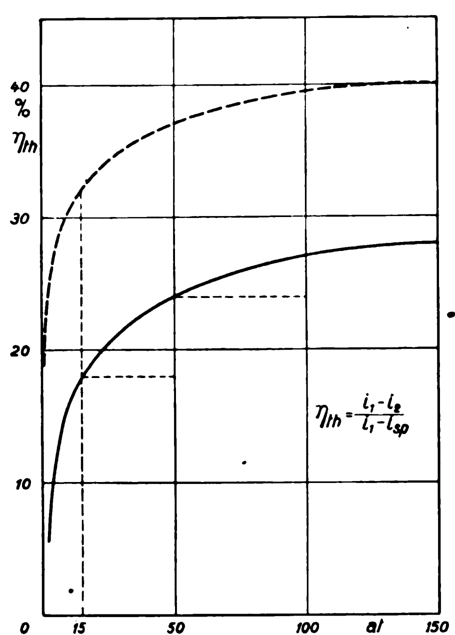



Abb. 2. Thermischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Arbeitsdruck. — Betrieb mit Auspuff, --- Betrieb mit Kondensation, $i_1$ $i_2$ Wärmeinhalt des Dampfes vor und nach der Expansion, $i_{sp}$ Wärmeinhalt des Speisewassers.

Die höchste Drehzahl der Maschine beträgt 700 in der Minute.

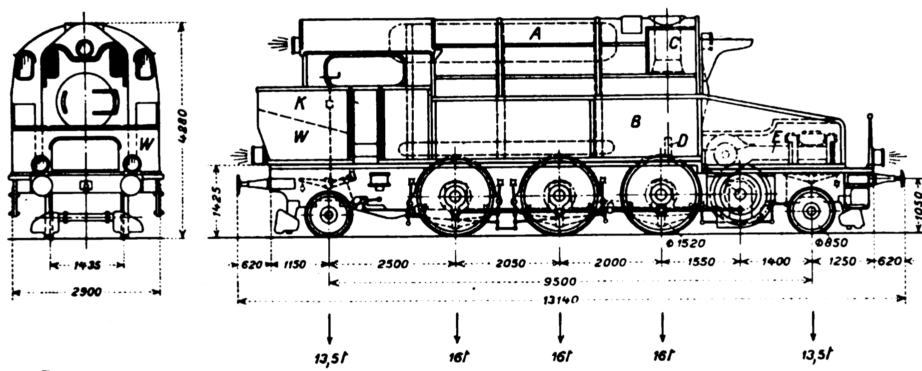



Abb. 3. Typenskizze der Hochdruck-Lokomotive „Winterthur". — Maßstab 1:150. A obere Kesseltrommel, B Rauchkammer, C Kamin, D Blasrohr, E Dampfmotor, F Vorgelegewelle, K Kohle, W Wasser.

Bei einer Kolbengeschwindigkeit von 8 m/Sek. fährt die Lokomotive mit 80 km in der Stunde. Es braucht nicht besonders hervorgehoben zu werden, daß die Maschine infolge der ausgeglichenen Triebwerkmassen einen auffallend ruhigen Gang aufweist.

Entgegen der allgemeinen Anordnung eines Lokomotivkessels ist die Vorwärmung des Wassers so weit getrieben, daß es nahezu mit der Temperatur des Kesselwassers (etwa 270⁰) dem Kessel zugeführt wird. Die Vorwärmung geschieht in einem durch Abdampf geheizten Knorrvorwärmer und einem von den Rauchgasen bestrichenen Rohrsystem (siehe Kesselskizze Abb. 5). Diese Anordnung wurde gewählt, um das Ausfällen des Kesselsteins aus dem Speisewasser in die Vorwärmer zu verlegen, und um den eigentlichen Kessel gegen die schädlichen Einwirkungen der Kesselsteinablagerungen zu schützen. Der Zweck ist durch die vorgesehene Anordnung vollständig erfüllt worden.

Die neue Kesselbauart kann für Drücke bis zu 100 kg/cm² Anwendung finden.

Der Überhitzer liegt zwischen dem Rauchgasvorwärmer und der mittlern Wasserwand, also an einer Stelle, wo seine Ausnützung am wirksamsten ist, so daß mit dem kleinsten Gewicht desselben auszukommen ist.

Für die vorgesehene Lokomotive genügen 20 m² Heizfläche, um die Dampftemperatur von 270 bis auf rund 400/410⁰ zu erhöhen. Zwei Hochdruckspeisepumpen fördern das Druckwasser in den Kessel. Injektoren gewöhnlicher Bauart sind bei Drücken über 35 kg/cm² wenigstens bis heute nicht verwendbar.

Abb. 4. Wirkungsgrad des Kessels ab Tenderwassertemperatur.

Zum Betrieb der Nebenapparate, wie Druckluftpumpe, Heizung usw., wird Niederdruckdampf verwendet; ein Reduktionsventil erniedrigt zu diesem Zwecke die Dampfspannung auf 12 kg/cm².

Abb. 4 zeigt den Wirkungsgrad des Kessels in Abhängigkeit von der Rostbelastung; er kann als vorzüglich bezeichnet werden.

Bevor zur eigentlichen Ausführung des Kessels geschritten wurde, sind die Elemente und speziell alle Verbindungen in Einzelausführungen erprobt und so lange Änderungen unterworfen worden, bis sie den strengsten Bedingungen uneingeschränkt genügten. Als Haupterfordernis wurde verlangt daß alle Teile entsprechend den hohen Temperaturen ohne Erzeugung von Materialspannung frei und zwanglos den Ausdehnungsbedingungen folgen können, eine Eigenschaft, die besonders für den Hochdruckbetrieb unerläßlich ist.

In Abb. 5 sind die Hauptelemente dargestellt. Eine große Haupttrommel 1 ist mit den zwei Untertrommeln 2 und 3 durch Wasserwände 4, 5, 6 und durch Verdampferrohre 7 verbunden. Die Trommeln sind aus Siemens-Martin-Stahl aus einem Stück geschmiedet und zur Gewichtsersparnis exzentrisch überdreht. An den Einwalzstellen der Rohre ist die Wandstärke der Obertrommel 46, diejenige der Untertrommeln 26 mm. Die Obertrommel besitzt eine Lichtweite von 700 mm. Die drei Wasserwände umfassen die Trommeln und sind mit ihnen außen und innen elektrisch verschweißt. Die beiden Bleche jeder Kammer sind unter sich durch Stehröhrchen verbunden (Abb. 6). Die beiden 11 mm-Bleche der Wasserwände sind am Umfang eingezogen und miteinander innen und außen verschweißt und durch Laschen verstärkt. Es sind dies die einzigen Schweißstellen des Kessels, die Zugbeanspruchungen ausgesetzt sind.

Verschiedene Probeelemente, die vor der endgültigen Herstellung der Wasserkammern ausprobiert worden sind, haben gezeigt, daß die Schweißnähte 500 kg/cm² Wasserdruck aushalten konnten, ohne daß Risse oder Undichtigkeiten auftraten. Die Elemente sind auch vorsichtshalber unter 200 kg/cm² Dampfdruck gestellt und darauf mit kaltem Wasser plötzlich abgekühlt worden. Auch diese Gewaltbehandlung konnte den Elementen nichts antun.

Die Teilung der Stehrohre in den Wänden ist entsprechend

dem Kesseldruck zu wählen. Die Röhrchen sind mit Gewinde in den Wänden befestigt, verwalzt und nach besonderem Schweißverfahren gegen Lecken abgedichtet.

Den seitlichen Abschluß der Feuerbüchse und des Überhitzer- und Vorwärmerraumes bilden die sogenannten Verdampferrohre. Sie haben die Form eines umgekehrten U und und sind unten auf eine Länge von 250 mm eingezogen.

In Abb. 8 und 9 S. 284 ist der fertige Kessel ohne Verschalung zu erkennen. Die große Öffnung in der vordern Wand dient zur Aufnahme des Überhitzers und des großen Rauchgasvorwärmers. Sie ist mit einem starken Flacheisen armiert, welches die Verbindung mit der Rauchkammer vermittelt. Rauchkammer und vordere Wasserwand sind mit dem Rahmen der Lokomotive starr verbunden, während die hintere Wand

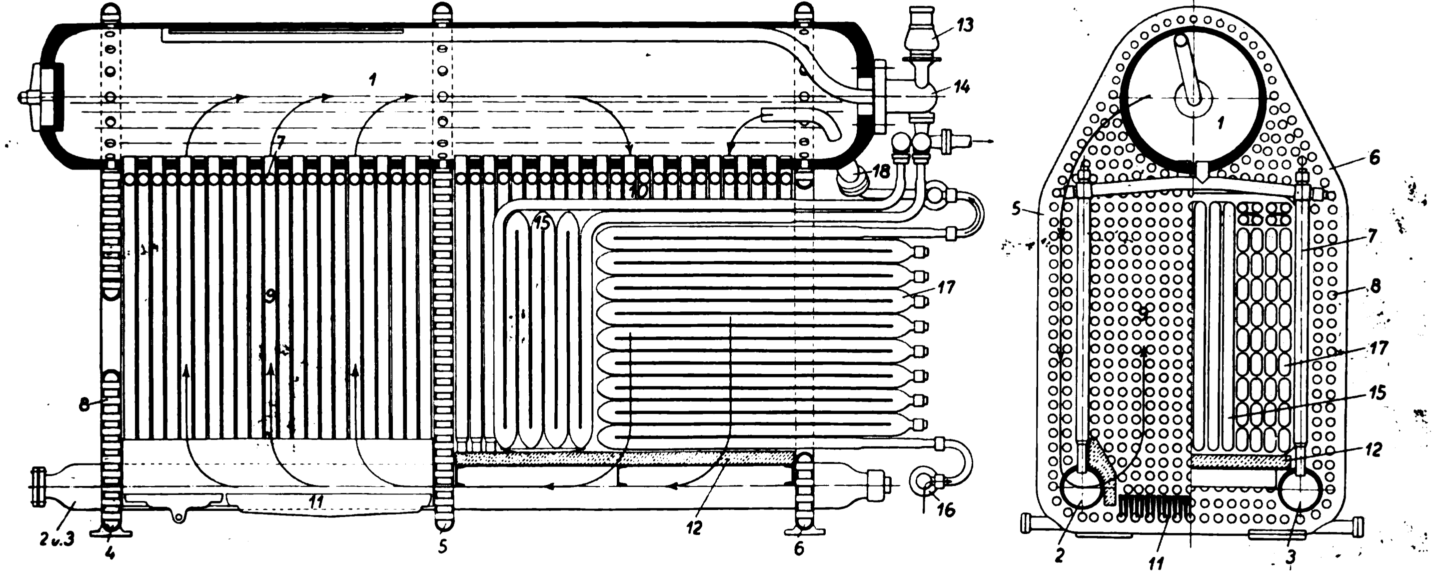
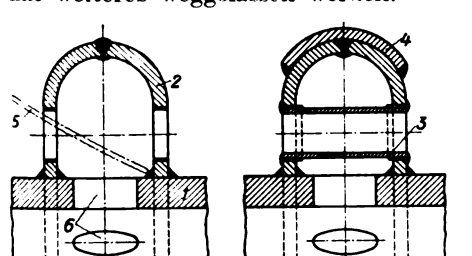


Abb. 5. Hochdruck-Lokomotivkessel für 60 at, Bauart „Winterthur". — Längs- und Querschnitte, Maßstab 1 : 40.
Erläuterung: 1 Obere Kesseltrommel, 2/3 Untere Kesseltrommeln, 4 Feuerbüchsrückwand, 5 Feuerbüchsvorderwand, 6 Vorderwand, 7 Röhrenelemente, 8 Stehrohre, 9 Feuerbüchse, 10 Überhitzer und Vorwärmerkammer, 11 Rost, 12 Feuerfester Boden, 13 Sicherheitsventil, 14 Regler, 15 Überhitzer, 16 Speisekopf, 17 Rauchgasvorwärmer, 18 Rückschlagventil.

Die Endstücke (Abb. 7), welche mit Revisionsmuttern versehen sind, sind mit den Rohrteilen über Gewinde verbunden und ebenfalls gegen Lecken durch Schweißung abgedichtet. Diese Revisionsmuttern sind vorsichtshalber zur Verwendung gelangt, um auf alle Fälle das Reinigen der Verdampferrohre zu ermöglichen; nach den gemachten Erfahrungen können sie ohne weiteres weggelassen werden.



1 Kesseltrommel,
2 Wasserwände,
3 Stehrohre,
4 Höhnsche Laschen,
5 Schweiß-Elektrode,
6 Verbindungslöcher zwischen Trommel und Wänden.
Schwarz eingezeichnet die Schweiß-Stellen.

Abb. 6. Verbindung von Kesseltrommel und -Wänden.

Die zwischen den Röhren entstehenden Schlitze sind mit einer Masse von Asbest und Wasserglas zugestopft.

Der in Abb. 5 durch Pfeile angedeutete Wasserumlauf ist eine besonders wichtige Eigenschaft des neuen Kessels. Es sind zwei unabhängige Umlaufwege vorhanden, der eine von vorn nach hinten, der andere in den Wasserwänden selbst.

Durch Temperaturmessungen am Kessel selbst ist zu erkennen, daß beim Anheizen das ganze Kesselwasser auf dem angegebenen Wege sofort in Bewegung tritt, so daß im Gegensatz zum normalen Niederdruckkessel der neue Hochdruckkessel ein beschleunigtes Anheizen ohne Schaden zu nehmen erträgt. Das Anheizen vom kalten Zustand bis zu 60 kg/cm² Druck erfordert nur 1½ Stunden; diese Zeitspanne könnte bei stark gesteigertem Betrieb sicherlich auf die Hälfte heruntergesetzt werden. Diese Tatsache ist wertvoll, wenn es sich darum handelt, die Hochdrucklokomotive als Reservemaschine zu verwenden.

auf Walzen ruht und dem Kessel eine freie Ausdehnung nach hinten gestattet.

Die Abb. 10 und 11 zeigen Überhitzer und Rauchgasvorwärmer. Die Röhren besitzen eine Lichtweite von 60 mm bei einer Wandstärke von 5 bzw. 4 mm. Die hintern Enden

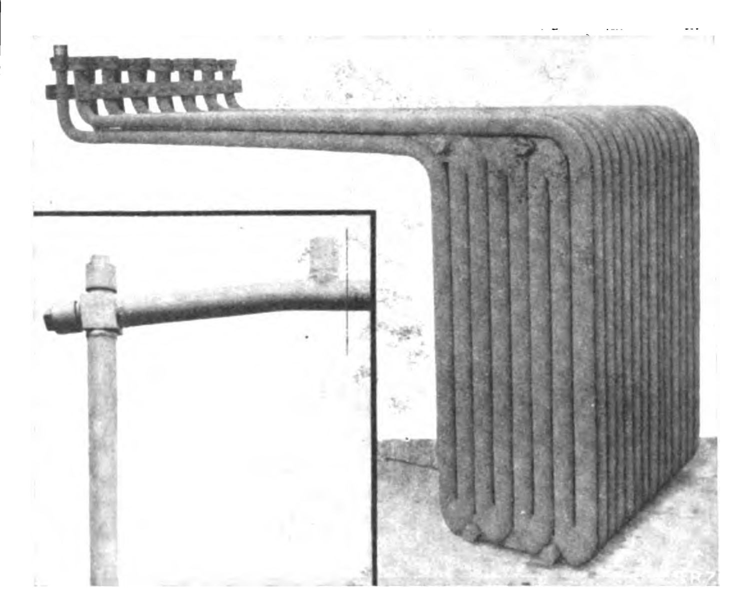


Abb. 7. Teilstück eines Rohrelements. Abb. 10. Überhitzer.

der Vorwärmerröhren tragen Abschlußmuttern, die zur mechanischen Reinigung der Röhren bequem abgenommen werden können. Da sich sämtliche Rückstände des Wassers in diesen Vorwärmern ablagern, haben wir zur mechanischen Reinigung der Röhren ein durch Luft oder Dampf betätigtes Fräswerkzeug konstruiert, mit dem jede Spur von festen Kesselsteinansätzen

rasch und sicher entfernt werden kann. Für gewöhnliche Wasser genügt ein Ausspülen des Vorwärmers mit der Wasserleitung, was nach Wegnahme der obern Rohrbogen geschieht. Das mechanische Ausfräsen der Röhren ist in längern Zeitabschnitten vorzunehmen und hängt natürlich von der Qualität des zu verwendenden Kesselwassers ab.

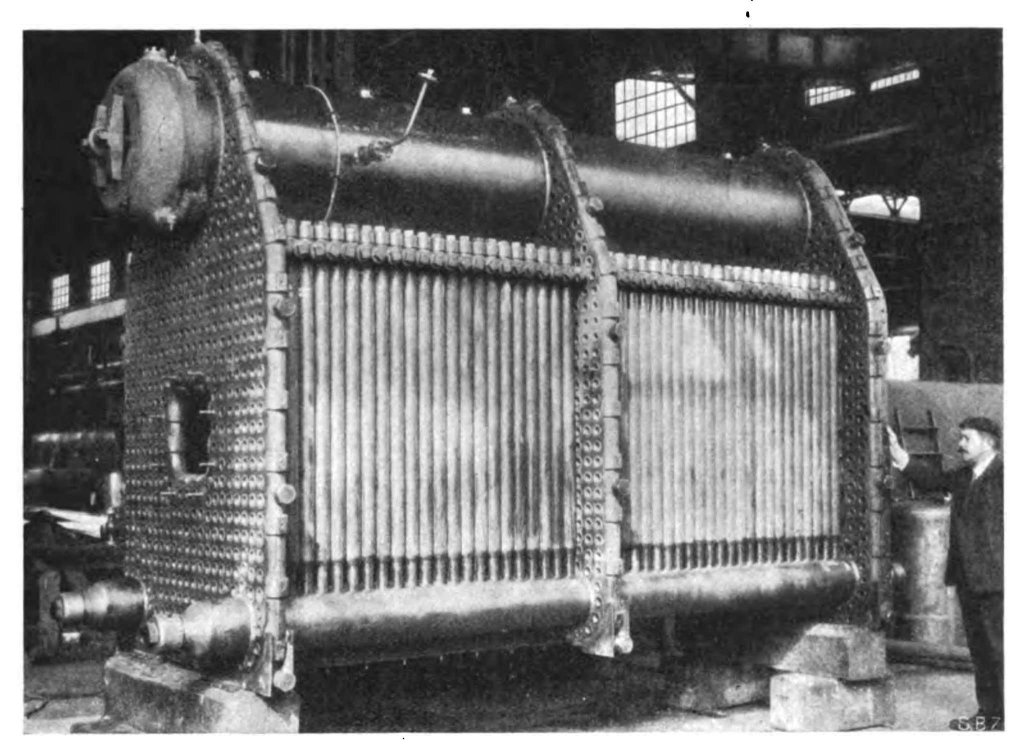


Abb. 8. Seiten- und Rückansicht des 60 at Hochdruck-Lokomotivkessels. Bauart „Winterthur".

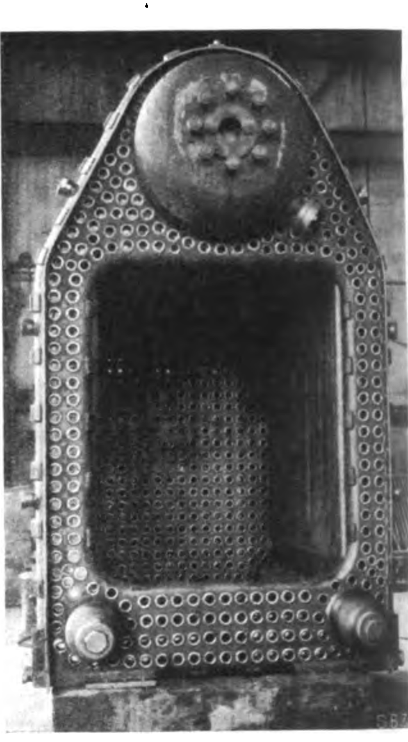


Abb. 9. Vorderansicht des Kessels.

Die Dampfmaschine. Die Bestimmung einer geeigneten Maschine für den Lokomotivbetrieb ist nicht ohne weiteres

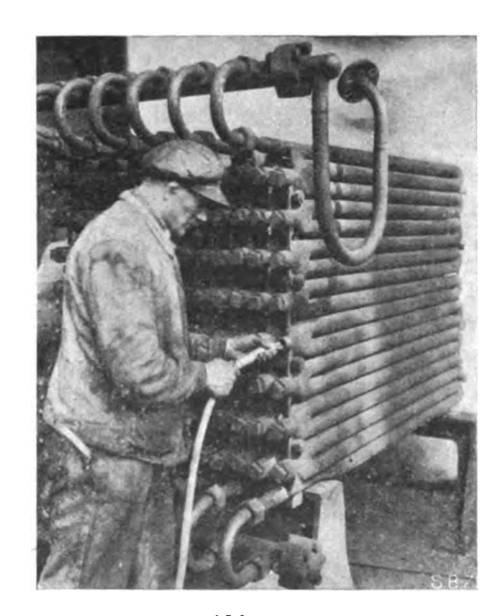


Abb. 11.
Reinigung des Rauchgasvorwärmers.

gegeben. Nachdem die Anwendung der Kondensation von uns als für den Bahnbetrieb nicht geeignet befunden worden war, kam auch die Turbine als Antriebsmaschine nicht mehr in Betracht. Allgemein entspricht der Charakter der Turbine nicht den stark wechselnden Leistungsschwankungen der Zugförderung. Diesem Umstand ist es auch zuzuschreiben, daß der praktische Erfolg der Turbinenlokomotive bisher versagt blieb; wohl versucht man, durch Anwendung verschiedener Zahnradübersetzungen die Leistungskurve zu verbessern, aber alle Verbesserungen in dieser Richtung wirken immer im Sinne einer wesentlichen Verteuerung der Anlage. Dem Grundsatze treu bleibend, daß im Lokomotivbau nur das Einfache sich auf die Dauer halten kann, wurde nach reiflicher Überlegung aller Möglichkeiten eine mehrzylindrige raschlaufende und doppeltwirkende Gleichstrommaschine gewählt, die sich als Ganzes (Abb. 12) in äußerst geschmeidiger Art mit den Rahmenblechen der Lokomotive verbinden läßt. Die Wahl dieser Bauart stützt sich z. T. auf die Entwicklung des Automobils, wo sich der mehrzylindrige Motor immer mehr durchsetzt. Die günstigen Baubedingungen, welche die hochliegende, nach vorn verlegte Maschine ergibt, gestatten, die Zylinderzahl bis auf sechs zu erhöhen. Die Maschine der Lokomotive „Winterthur" ist für eine Bremsleistung von 1000 PS, an der Kurbelwelle gemessen, gebaut. Diese Leistung kann kurzzeitig auf 1500 PS erhöht werden. Zur Entwicklung dieser Leistung genügen drei Zylinder, die alle parallel arbeiten. Der Durchmesser der Zylinder beträgt 215 mm, ihr Hub 350 mm.

Der prinzipielle Aufbau der Maschine und der Steuerung geht aus den Abb. 13 und 14 hervor. Jeder Zylinder trägt zwei Ventilgehäuse, die mit ihm aus einem Stück gegossen sind. Die Kompression, die bis auf 35 kg/cm² getrieben wird, gestattet die Verwendung einfachsitziger Ventile, deren Sitzweite nur 50 mm beträgt. Der Auspuff wird durch den Kolben selbst bei 15% Vorausströmung gesteuert. Eine Nockenwelle mit sechs Vorwärts- und sechs Rückwärtsstufen betätigt die Ventile. Die Veränderung der Füllung erfolgt stufenweise und nicht stetig; die Fahrversuche haben gezeigt, daß die stufenweise Schaltung für den Betrieb keinerlei Nachteile mit sich bringt. Durch die Abstufung der Nockenlänge und -Höhe erfolgt die Veränderung der Füllung. Um bei allen Betriebsverhältnissen eine sichere Verschiebung der Nockenwelle zu ermöglichen, sind die zwischen den Ventilspindeln und den Nocken sitzenden Rollenführungen durch

seitliche Druckfedern in einer Mittellage gehalten; wird beispielsweise die Nockenwelle im Sinne einer Füllungsvergrößerung verstellt, so werden die Druckfedern so lange zusammengedrückt, als die Ventilrollen durch die längere Nocke der nächsthöhern Füllungsstufe an der Verschiebung verhindert wird. Da jede Nocke nur einen relativ kurzen Teil des Umfanges der Walze beaufschlagt, kann die Verschiebung, durch die Federkraft unterstützt, auch bei der größten Fahrgeschwindigkeit mit der geringsten Kraftaufwendung am Steuerrad bewerkstelligt werden. Die Füllungsveränderung in entgegengesetzter Richtung wäre selbstverständlich auch ohne Zentrierfedern möglich. Um auch bei Stillstand der Lokomotive eine Füllungsveränderung mit Sicherheit vorzunehmen, ist eine Ventilabhebevorrichtung vorgesehen, die mit Druckluft bedient wird. Sie hebt die Ventile von ihren Sitzen und bringt die Ventilrollen so weit zurück, daß die Nockenwelle in jeder Lage verschoben werden kann, ohne daß eine Berührung zwischen Nocke und Rolle stattfindet. Von dieser Einrichtung wird auch bei Leerlauf der Lokomotive Gebrauch gemacht, einerseits um die Ventile zu schonen, anderseits um den Leerlaufwiderstand der Maschine auf ein Mindestmaß herabzusetzen. Es sei schon hier bemerkt, daß der Leerlaufwiderstand der Hochdrucklokomotive weit unter dem einer Kolbenlokomotive gewöhnlicher Bauart liegt.

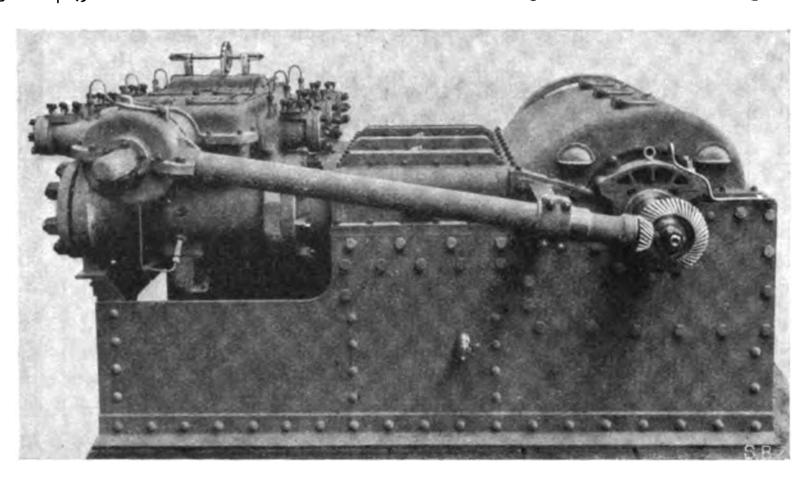


Abb. 12. Gesamtbild der 60 at Hochdruck-Dampfmaschine.

Über die andern Konstruktionselemente der Maschine ist nichts besonderes zu berichten; sie sind normaler Bauart und den zu übertragenden Kräften angepaßt. Auch die Zahnräder sind nach den bewährten Ausführungen, wie sie bei uns für elektrische Lokomotiven zur Verwendung kommen, hergestellt. Die Ritzel selbst sind gefedert, um die Drehmomentübertragung gleichmäßig auf beide Seiten zu verteilen, und um die Unregelmäßigkeiten der Tangentialkräfte der Maschine durch die Federn zu verkleinern. Die Stopfbüchsen haben sich bisher gut bewährt; sie sind aus dreiteiligen Ringen zusammengesetzt, die mit Federn auf die Kolbenstange gedrückt werden und jederzeit ohne Ausbau der Stange ersetzt werden können. Die Triebwerkteile der Maschine sind verschalt und laufen im Ölbad. Zudem ist eine aus Stahlblech verfertigte Haube vorgesehen, die den ganzen Vorderteil der Lokomotive abdeckt und die darunter liegende Maschine nebst Apparaten gegen Nässe schützt. Eine Friedmann-Presse schmiert die unter Druck laufenden Maschinenteile und zwei Zahnradpumpen fördern das Schmieröl im Kreislauf durch alle Lagerstellen und Steuerungsteile. Das Schmieröl selbst wird sorgfältig gefiltert und gekühlt.

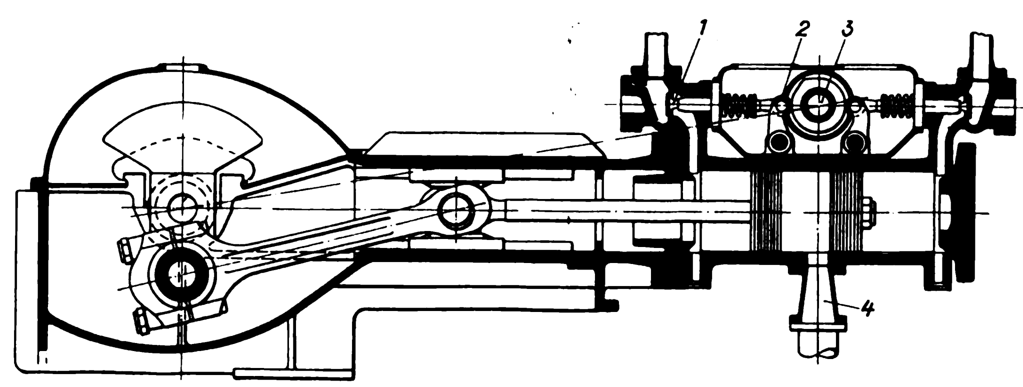



Abb. 13. Schematischer Längsschnitt durch die 60 at Hochdruck-Dampfmaschine. Maßstab 1 : 20. — Erläuterung: 1 Einlaßventil, 2 Nockenrolle, 3 Nockenwelle, 4 Auspuffrohr.

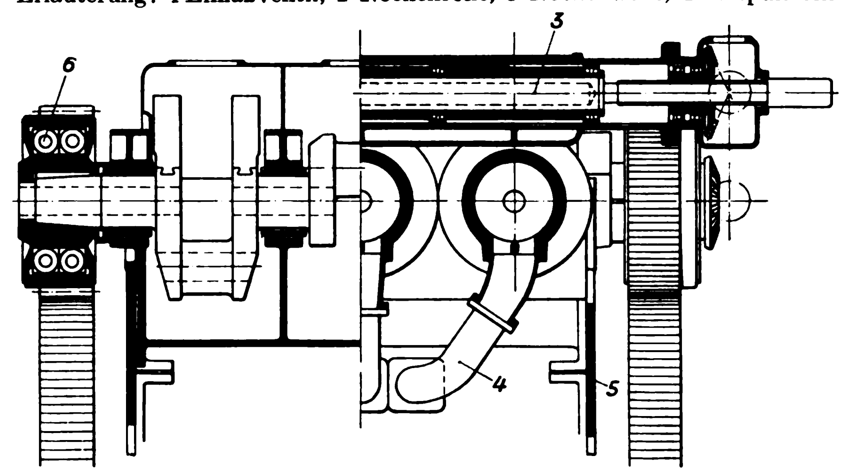



Abb. 14. Schematische Querschnitte durch die 60 at Dampfmaschine. — 1 : 20. Erläuterung: 3 Nockenwelle, 4 Auspuffrohr, 5 Lokomotivrahmen, 6 Ritzelfedern.

Zur weitern Erklärung geben wir noch einige Aufnahmen bei, aus denen die Maschine selbst und deren Lage auf dem Lokomotivgestell ersichtlich ist (Abb. 15 und 16).

### Zahnradübersetzung.

Die Verwendung einer Zahnradübersetzung in der vorliegenden Form ist im Dampflokomotivbau neuartig. Zwar besitzen wir bei Zahnradlokomotiven schon seit Jahren Transmissionsräder, die aber immer mit relativ langsam laufenden Kolben in Verbindung stehen. Die Anwendung hochgespannten Dampfes, in Verbindung mit einer Gleichstrommaschine, erlaubt die Erhöhung der Umdrehungszahl auf eine Stufe wie sie bis heute nicht üblich war; allerdings ist dabei Voraussetzung, daß die Expansion einstufig durchgeführt wird, denn nur dadurch ist es möglich, die Abmessungen, Ventile und Kolben so klein zu halten, daß sie den raschen Bewegungen ohne Schwierigkeit zu folgen vermögen. Die Zahnradübersetzung gestattet auch in weitgehendem Maße, durch die Wahl der Übersetzungsverhältnisse die nämliche Maschine den verschiedensten Betriebsbedingungen anzupassen und so im Falle der Normung mit einer Mindestzahl von Konstruktionselementen auszukommen.

Die Zylinderdimensionen werden sehr klein; es besteht daher die Möglichkeit, sechs Zylinder in einer Reihe innerhalb des Begrenzungsprofils einzubauen. Die Sechszylinder-

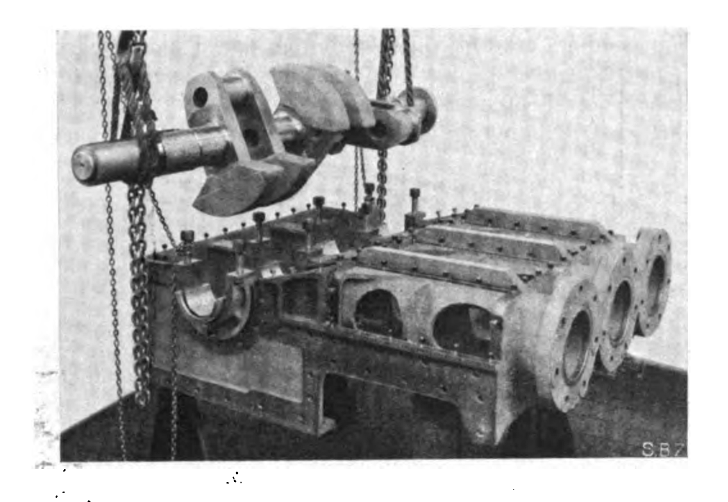


Abb. 15.
Gestell der Maschine mit abgehobener Kurbelwelle.

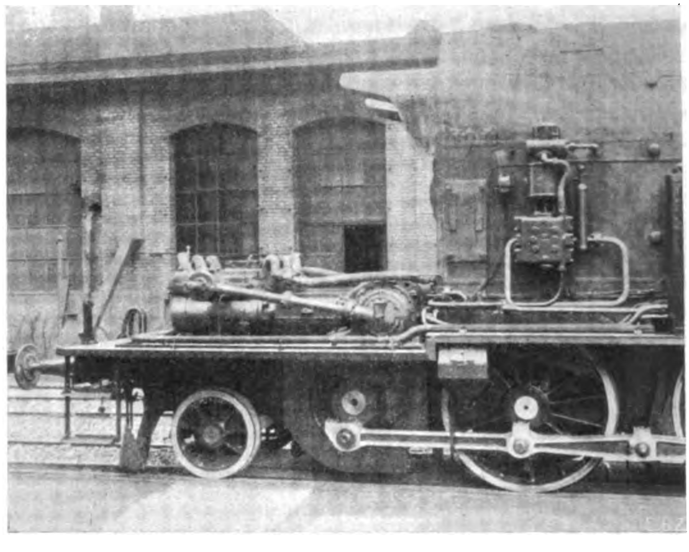


Abb. 16. Vorderer Teil der 60 at Hochdruck-Lokomotive der Schweizer. Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur mit abgehobenem Vorbau.

Abb. 17. Vergleichsfahrten mit der 60 at Hochdruck-Lokomotive „Winterthur" und der 12 at Heißdampf-Zwillings-Lokomotive $B^3/_4$ Nr. 1348 der S. B. B.

Maschine ist bekanntlich in bezug auf Regelmäßigkeit des Drehmomentes und im Ausgleich der Massen das Ideal einer Kolbenmaschine. Die raschlaufende Sechszylinder-Dampfmaschine bildet diejenige Bauart, welche die Leistungsfähigkeit der Dampflokomotive weit über die üblichen, durch die Bauverhältnisse begrenzten Werte zu heben vermag.

Durch die Zahnradübersetzung wird es erst möglich, für die unteren Triebwerkteile vollständigen Massenausgleich durchzuführen und damit ist der Konstruktur in der Wahl der Umdrehungszahl der Triebräder nicht mehr an die vorgeschriebenen Grenzen gebunden. Einer bedeutenden Erhöhung derselben über das übliche Maß steht nichts im Wege.

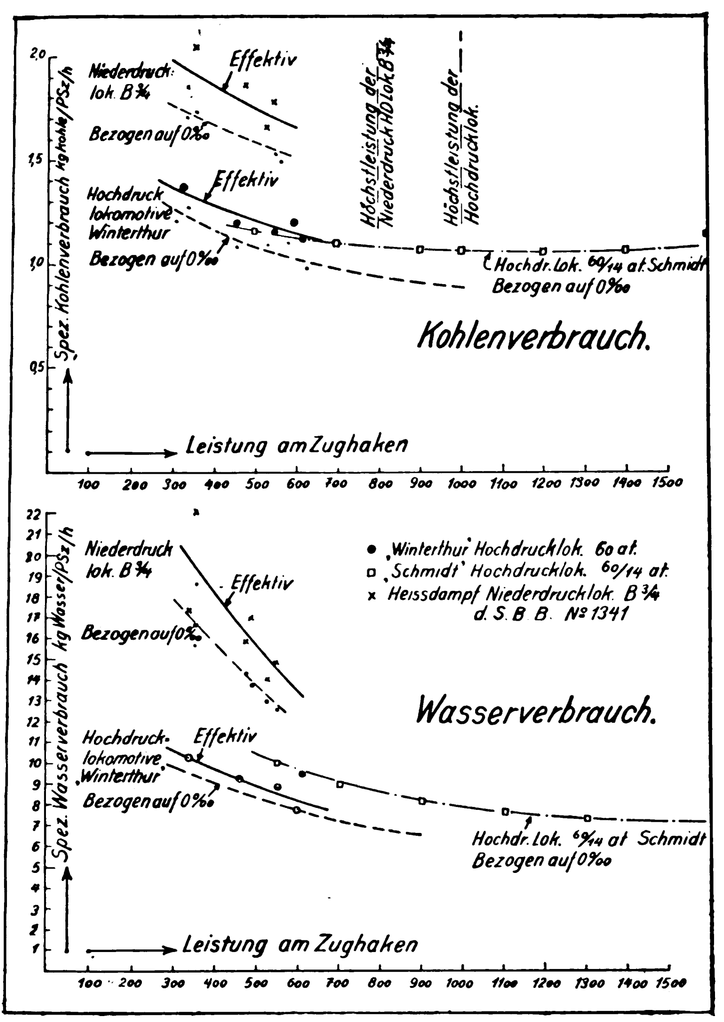



Abb. 18.

Die im Zusammenhang damit erreichten Vorteile sind von außerordentlicher Bedeutung: Die Raddurchmesser können auf wenige Größen beschränkt werden; für die bis heute übliche Höchstgeschwindigkeit von 120 km/Std. genügt ein Raddurchmesser von 1700 bis 1800 mm. Der gebräuchliche direkte Antrieb erfordert schon bei dreiachsiger Kupplung 2200 mm Raddurchmesser und für vier gekuppelte Achsen, die bei neuern Schnellzuglokomotiven gefordert werden, ist auch mit dieser Größe kaum mehr auszukommen. Der Triebradstand erreicht damit einen Wert, der das Befahren von kleineren Kurven zur Unmöglichkeit macht. Der außergewöhnliche Durchmesser der Triebräder zwingt in der konstruktiven Entwicklung des Kessels, besonders der Feuerbüchse, zu wesentlichen Einschränkungen, so daß auch in bezug auf dieses Element der Erhöhung der Leistung der Schnellzuglokomotive Grenzen gesetzt sind. Der vollständige Massenausgleich des untern Triebwerks erlaubt eine Erhöhung des Achsdruckes um 10 bis 15% unter gleichzeitiger Schonung der Gleisanlage.

Bei den Eisenbahnfachleuten besteht eine gewisse Abneigung gegen die Verwendung von Zahnrädern im Lokomotivbau; sie stützt sich z. T. auf ungünstige Erfahrungen, die anfänglich mit diesen Übertragungselementen gemacht worden sind, z. T. ist sie auch gefühlsmäßiger Natur und ist auf eine gewisse, dem Eisenbahntechniker anhaftende Ängstlichkeit Neuerungen gegenüber die in seinem Verantwortlichkeitssinn begründet ist, zurückzuführen.

Wer die Entwicklung der elektrischen Lokomotive von Anfang an mitgemacht hat, vermag in den Zahnrädern, wenn ihre Lagerung und Schmierung und selbstverständlich auch das Material richtig gewählt sind, nicht die geringste Schwierigkeit für einen völlig einwandfreien Betrieb zu erblicken. Die Erfahrungen mit Zahnrädern bei elektrischen Lokomotiven während mehr als zehn Jahren sind so erfreulich, daß sie zur weitern Verwendung im Lokomotivbau ohne jedes Bedenken nur ermuntern können.

Ein besonderer Vorteil liegt auch darin, daß die Feueranfachung durch die außerordentlich rasche Folge des Auspuffes geradezu als ideal zu bezeichnen ist. Die Praxis hat denn auch ergeben, daß bei maximaler Anstrengung des Kessels ein Vakuum von nur 80 bis 100 mm Wassersäule genügt. Diese Tatsache einerseits und die relativ kleine Geschwindigkeit der Gase durch den Rauchgasvorwärmer anderseits ergeben einen vollständig funkenfreien Betrieb der Hochdrucklokomotive „Winterthur".

Wir erachten daher die raschlaufende Hochdruckmaschine in Verbindung mit der Zahnradübertragung als diejenige Bauart, welche die weitere Entwicklung der Dampflokomotive diktieren wird, denn sie gestattet eine wesentliche Erhöhung ihrer Leistungsfähigkeit und Fahrgeschwindigkeit und stellt sie in bezug auf Ruhe des Ganges und Schonung der Gleisanlage auf die nämliche Stufe wie ihre Schwester, die elektrische Lokomotive.

Hilfsapparate. Die Schwierigkeiten, die uns besonders die Sicherheitsventile und die Wasserstände verursachten, sind heute behoben. Es kommt zwar vor, daß auch bei den außerordentlich kräftig gehaltenen Klinger-Wasserstandszeigern die Schaugläser undicht werden, aber immer nur waren es schadhafte Packungen oder Absplitterungen des Glases an den Packungsstellen und dadurch erzeugte Quer-

Übersicht 1.

| | Hochdruck-lokomotive „Winterthur" | Niederdruck-lokomotive |
|---|---|---|
| Kesseldruck . . . . . . . kg/cm² | 60 | 12 |
| Rostfläche . . . . . . . . . . m² | 1,33 | 2,3 |
| Wasserberührte Heizfläche . . „ | 97 | 120 |
| Überhitzer-Heizfläche . . . . . „ | 20 | 32,2 |
| Wasser im Kessel . . . . . . . „ | 2,7 | 4,9 |
| Zylinderzahl . . . . . . . . . . . | 3 | 2 |
| Zylinder-Durchmesser . . . . . mm | 215 | 540 |
| Kolbenhub . . . . . . . . . . „ | 350 | 600 |
| Zahnradübersetzung . . . . . . . . | 1 : 2.5 | — |
| Triebraddurchmesser . . . . . mm | 1520 | 1520 |
| Höchstgeschwindigkeit . . . km/h | 75 | 75 |
| Leergewicht (N. d. Lok. mit Tender) t | 62.8 | 64,2 |
| Dienstgewicht . . . . . . . . . . „ | 75,0 | 90,8 |
| Wasservorrat . . . . . . . . . . m³ | 6,2 | 16 |
| Kohlenvorrat . . . . . . . . . . . t | 2,7 | 4 |

risse im Glas. Ein Wegschleudern von Glassplittern, das eine Gefährdung des Bedienungspersonals herbeiführen könnte, ist nie vorgekommen. Ein Apparat, der nie versagte und jederzeit zuverlässig arbeitete, ist der seit den ersten Proben verwendete Schwimmer-Wasserstandszeiger. Die Speisepumpe, von der Knorr-Bremse A.-G. geliefert, arbeitet, nachdem sie verschiedene Umbauten erfahren hat, zufriedenstellend. Druckluftpumpe und Heizungsapparate werden über ein Dampfreduzierventil bedient und sind normaler Ausführung. Die Ventile und Hähne für den Hochdruckdampf sind von uns konstruiert und haben weiter keine Betriebsschwierigkeiten ergeben.

Über die mit dem Meßwagen der Schweizerischen Bundesbahnen ausgeführten Streckenversuche, bei welchen parallel vergleichende Fahrten mit einer gleich leistungsfähigen Niederdruck-Heißdampflokomotive durchgeführt wurden, ist in der Schweizerischen Bauzeitung ausführlich berichtet worden. Die beiden Lokomotiven haben die in vorstehender Übersicht 1 erwähnten Abmessungen.

Es wurden damals lediglich Eil- und Personenzüge mit einem Anhängegewicht von 250 bis 300 t befördert. In der Zwischenzeit sind neuerdings Meßfahrten angeordnet worden, die den Zweck hatten, die Verhältnisse bei größern Belastungen und in einer andern Zugsgattung, besonders im Güterzugsbetrieb, zu prüfen.

Für die Anlegung des Feuers wurden in allen Fällen vor der Hinfahrt 150 kg Kohlen verwendet, welche nicht zu den effektiven Verbrauchsziffern für die Streckenfahrt gehören; deshalb sind sie in den hier angegebenen Verbrauchszahlen nicht enthalten. Bei den frühern Meßfahrten war dieser

Übersicht 2.

Vergleichsfahrten mit der Hochdrucklokomotive „Winterthur" 60 at und der S. B. B. Lokomotive B 3/4 HD Nr. 1341 12 at auf den Strecken: Winterthur-Romanshorn-Winterthur, Winterthur-Stein-Säckingen-Winterthur und Winterthur-St. Gallen-Winterthur.

| Datum 1928 | Strecke | Länge km | Zuggattung | Lokomotiv-Serie und Nr. | Anhängegewicht t und Achszahl | Zuggewicht einschließlich Lokomotive t | Mittlere Geschwindigkeit km/St. | Arbeit am Zughaken (aus dem Streifen ermittelt) in 1000 mkg | *) PSz St | Kohlenverbrauch Gesamt kg | Kohlenverbrauch für die PSz/St kg | Kohlenverbrauch Ersparnis der Hochdruck % | Wasserverbrauch Gesamt kg | Wasserverbrauch für die PSz/St l | Wasserverbrauch Ersparnis der Hochdruck % | Verdampfziffer D B |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 12. Juni | Winterthur-Romanshorn | 56,1 | S Z | Hochdruck | 343,7 | 417,7 | 55 | 93420 | 345 | | | | | | | |
| | Romanshorn-Winterthur | 56,1 | | 1-C-1 | 43 | | 58 | 100125 | 370 | | | | | | | |
| | | 112,2 | | | | | | 193545 | 715 | 860 | 1,2 | 35,5 | 5600 | 7,84 | 51 | 6,5 |
| 18. Juni | Winterthur-Romanshorn | 56,1 | S Z | B 3/4 HD | 351,9 | 442,4 | 55 | 80670 | 299 | | | | | | | |
| | Romanshorn-Winterthur | 56,1 | | Nr. 1341 | 48 | | 49 | 100560 | 372 | | | | | | | |
| | | 112,2 | | | | | | 181230 | 671 | 1252 | 1,86 | — | 10700 | 15,9 | — | 8,55 |
| 16. Juni | Winterthur-Romanshorn | 56,1 | P Z | Hochdruck | 347,62 | 421,2 | 44 | 124965 | 463 | | | | | | | |
| | Romanshorn-Winterthur | 56,1 | | 1-C-1 | 43 | | 43 | 157830 | 582 | | | | | | | |
| | | 112,2 | | | | | | 282795 | 1045 | 1206 | 1,15 | 30,5 | 9350 | 8,95 | 36 | 7,75 |
| 18. Juni | Winterthur-Romanshorn | 56,1 | P Z | B 3/4 HD | 351,9 | 442,4 | 52 | 125220 | 464 | | | | | | | |
| | Romanshorn-Winterthur | 56,1 | | Nr. 1341 | 48 | | 40 | 151530 | 562 | | | | | | | |
| | | 112,2 | | | | | | 276750 | 1026 | 1693 | 1,65 | — | 14400 | 14 | — | 8,5 |
| 14. Juni | Winterthur-Stein-Säckingen | 74,5 | Direkter | Hochdruck | 442,22 | 516,22 | 41 | 68520 | 253 | 438 | 1,73 | 18 | 3150 | 12,4 | 34,7 | 7,2 |
| | Stein-Säckingen-Winterthur | 74,5 | G Z | 1-C-1 | 56 | | 40 | 150330 | 558 | 681 | 1,22 | 29 | 5250 | 9,4 | 39,4 | 7,7 |
| | | 149 | | | | | | 218850 | 811 | 1119 | 1,38 | 25,5 | 8400 | 10,3 | 38,3 | 7,5 |
| 15. Juni | Winterthur-Stein-Säckingen | 74,5 | Direkter | B 3/4 HD | 444,12 | 534,62 | 40 | 74700 | 277 | 585 | 2,11 | — | 5250 | 19,0 | — | 9 |
| | Stein-Säckingen-Winterthur | 74,5 | G Z | Nr. 1341 | 56 | | 35 | 150930 | 560 | 963 | 1,72 | — | 8700 | 15,5 | — | 9 |
| | | 149 | | | | | | 225630 | 837 | 1548 | 1,85 | — | 13950 | 16,7 | — | 9 |
| 19. Juni | Winterthur-St. Gallen | 57,2 | S Z | Hochdruck | 296,7 | 370,7 | 57 | 136410 | 505 | 564 | 1,12 | 37,5 | 4850 | 9,6 | 35,2 | 8,6 |
| | St. Gallen-Winterthur | 57,2 | | 1-C-1 | 41 | | 60 | 50130 | 186 | 223 | 1,2 | 41,2 | 1750 | 9,4 | 57,5 | 7,85 |
| | | 114,4 | | | | | | 186540 | 691 | 787 | 1,14 | 38,4 | 6600 | 9,5 | 42,5 | 8,4 |
| 19. Juni | Winterthur-St. Gallen | 57,2 | S Z | B 3/4 H D | 296,7 | 387,2 | 50 | 131310 | 486 | 872 | 1,79 | — | 7200 | 14,8 | — | 8,25 |
| | St. Gallen-Winterthur | 57,2 | | Nr. 1341 | 41 | | 55 | 40110 | 149 | 304 | 2,04 | — | 3300 | 22,1 | — | 10,8 |
| | | 114,4 | | | | | | 171420 | 635 | 1176 | 1,85 | — | 10500 | 16,5 | — | 8,95 |

*) PSz = Leistung am Zughaken.

Kohlenverbrauch zum Aufheizen inbegriffen; deshalb sind die in der Schweizerischen Bauzeitung angegebenen Verbrauchszahlen gegenüber den hier erwähnten etwas höher ausgefallen. Hingegen ist der Verbrauch für den Verschiebedienst und das Stationieren in allen Fällen mit eingerechnet.

Versuchsergebnisse.

Die Einzelheiten der jüngsten Vergleichsversuche sowie die Ersparnisse an Kohlen und Wasser sind in Übersicht 2 wiedergegeben. Außerdem ist der Verlauf der wichtigsten Größen für eine der Fahrten in Abb. 17 bildlich dargestellt.

Die früher angegebenen Ersparnisse*), welche mit der Hochdrucklokomotive „Winterthur“ erzielt worden sind, haben durch die neuen Meßresultate ihre volle Bestätigung gefunden; sie zeigen auch, daß die Maschine allen Betriebsanforderungen entspricht, und ganz besonders ist hervorzuheben, daß auch im regelmäßigen Personenzugdienst, trotz der vielen Anfahrten in dem ungünstigen hügeligen Gelände der Schweiz, eine mittlere Kohlenersparnis von 30,5% erzielt wurde. Wenn das Bedienungspersonal einmal mit den Eigenschaften der Hochdrucklokomotive vertrauter sein wird, so darf bestimmt mit einer Erhöhung der Einsparungen gerechnet werden.

Für den Verbrauch während der Fahrten mit der Hochdrucklokomotive „Winterthur“ sind keinerlei Abzüge gemacht, sie sind in jeder Beziehung betriebsmäßig durchgeführt worden.

Die Hochdrucklokomotive „Winterthur“ hat sich trotz der bedeutend kleinern Rost- und Heizfläche gegenüber der Niederdruckmaschine als leistungsfähiger erwiesen, wie dies besonders auf anhaltenden Steigungen auffallend in Erscheinung trat.

Die ermittelten Kohlen- und Wasserverbrauchszahlen sind die niedrigsten, welche je mit einer Dampflokomotive erzielt wurden. Sie sind in Abb. 18 bildlich in Abhängigkeit von der Zughakenleistung dargestellt und auch in Vergleich gesetzt mit den Angaben, welche über die Hochdrucklokomotive Schmidt-Henschel veröffentlicht worden sind. Wegen des Vergleichs mit anderen Lokomotiven ist dabei die Hubarbeit der Lokomotiven auf die Ebene reduziert gedacht.

Wird berücksichtigt, daß die Winterthurer Lokomotive im Vergleich zu den modernen Großlokomotiven eine kleine Einheit darstellt, so ist von einer Hochdrucklokomotive größerer Leistung entschieden eine weitere Herabsenkung des spezifischen Kohlen- und Wasserverbrauchs zu erwarten.

*) Schweizer. Bauzeitung 1928, Bd. 91, Nr. 22 und 23.

## Zeichnerische Untersuchungen für den starren Träger auf elastischen Stützen.

Von Ing. **Erwin Pawelka**, Wien.

Im Lokomotivbau sind öfters Aufgaben über den starren Träger (Lokomotivrahmen) auf elastischen Stützen (Tragfedern) zu lösen. Beispielsweise zur Bestimmung von Achsdruckänderungen durch die Wirkungen der Hakenzugkraft und der Arbeitsweise der Motoren oder der Lokomotivdampfmaschine, durch die Abnahme der Vorräte bei Tenderlokomotiven und so fort; weiter bei Berechnung der Dauer der Längsschwingungen des Lokomotivkörpers, bei Untersuchung der Wirkungen des Anfahrens und Bremsens usw. — Bei der Beschäftigung mit derlei praktischen Aufgaben entstand das nachstehend auseinandergesetzte zeichnerische Verfahren.

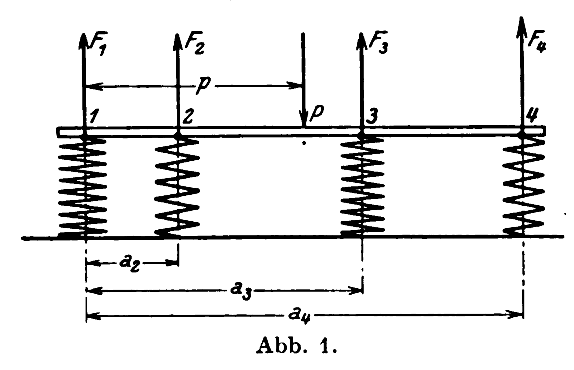



Abb. 1.

Ruht ein Träger (Abb. 1), der mit P belastet ist, auf n elastischen Stützen, wobei die Stützendrücke $F_1 \ldots . F_n$ auftreten, so gelten die zwei Gleichgewichtsbedingungen:

1. Komponentengleichung für die Vertikalrichtung:
$$P-(F_1+F_2+\ldots . F_n)=0 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$
2. Momentengleichung für einen beliebigen Punkt, am einfachsten Punkt 1:
$$P.p-(F_2\,a_2+F_3\,a_3+\ldots . F_n\,a_n)=0 \quad \ldots\ldots \quad 2)$$

Ist P gegeben und sind $F_1 \ldots . F_n$ zu bestimmen, so braucht man außer den statischen Beziehungen 1) und 2) noch $n-2$ weitere Gleichungen zur Ausrechnung der n Unbekannten $F_1 \ldots . F_n$. Ist die Zahl der fehlenden Gleichungen $n-2=0$, also $n=2$, so ist der Träger statisch bestimmt und $F_1$ und $F_2$ aus 1) und 2) allein zu rechnen.

Erst wird vorausgesetzt, daß vor dem Angreifen der Belastung P sämtliche n-Federn den Träger berühren und spannungslos sind.

Unter dem Einfluß von P spannen sich die Federn und der Träger geht aus der Lage t t in die Lage t′ t′ über (Abb. 2), die wir durch die Einsenkung an der ersten Stütze $h_1$ und die Neigung $\operatorname{tg} \alpha=\varphi$ kennzeichnen. Mit der Bestimmung von $h_1$ und $\varphi$ wäre die Aufgabe schon so gut wie erledigt, denn wir könnten dann der Zeichnung auch $h_2$ bis $h_n$ entnehmen und mit den gegebenen Steifigkeiten $K_1 \ldots . K_n$ der Federn (Kraft für 1 cm Verformung) durch Multiplikation finden:

$$\left.\begin{array}{l} F_1=h_1 K_1 \\ F_2=h_2 K_2 \\ \vdots \quad\;\; \vdots \\ F_n=h_n K_n \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 3)$$

Setzen wir in die Gleichgewichtsbedingungen 1) und 2) $F_1 \ldots . F_n$ aus 3) ein, so wird:

$$P=(h_1\,K_1+h_2\,K_2+\ldots . h_n\,K_n) \quad \ldots\ldots \quad 1a)$$
$$Pp=(h_1\,K_1\,a_1+h_2\,K_2\,a_2+\ldots h_n\,K_n\,a_n) \quad \ldots \quad 2a)$$

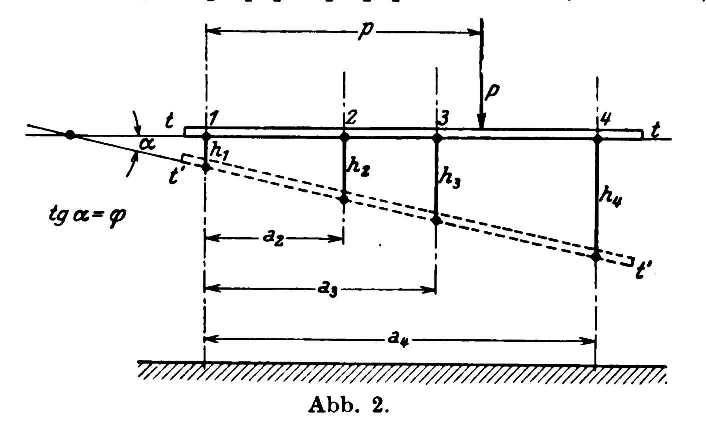



Abb. 2.

Aus Abb. 2 lassen sich unmittelbar folgende Beziehungen ablesen:

$$\left.\begin{array}{l} h_2=h_1+a_2\varphi \\ h_3=h_1+a_3\varphi \\ \vdots \quad\;\; \vdots \quad\;\; \vdots \\ h_n=h_1+a_n\varphi \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 4)$$

Durch Einsetzen in 1a) erhält man:

$$P=(h_1\,K_1+(h_1+a_2\,\varphi)\,K_2+\ldots .(h_1+a_n\,\varphi)\,K_n)$$
$$P=h_1\,(k_1+k_2+\ldots . k_n)+\varphi\,(a_2\,k_2+a_3\,k_3+\ldots . a_n\,k_n).$$

Dividieren wir mit $K_1 + K_2 + \ldots . K_n = \Sigma K$ und nennen wir abgekürzt $a_2 K_2 + a_3 K_3 + \ldots . a_n K_n = \Sigma a K$, so gibt das:

$$\frac{P}{\Sigma K} = h_1 + \varphi \frac{\Sigma a K}{\Sigma K} \quad \ldots \ldots \quad 1b)$$

Ganz ähnlich verfahren wir mit 2a); $h_2 \ldots . h_n$ gemäß Gleichung 4) eingesetzt, gibt

$$Pp = (h_1 K_1 a_1 + (h_1 + a_2 \varphi) K_2 a_2 + \ldots . (h_1 + a_n \varphi) K_n a_n$$

$$Pp = h_1 (K_1 a_1 + K_2 a_2 + \ldots . K_n a_n) +$$

$$\varphi (a_2^2 K_2 + a_3^2 K_3 + \ldots . a_n^2 K_n).$$

Wir führen die Abkürzung $a_2^2 K_2 + a_3^2 K_3 + \ldots . a_n^2 K_n = \Sigma a^2 K$ ein und dividieren mit $\Sigma a K$.

$$\frac{Pp}{\Sigma a K} = h_1 + \varphi \frac{\Sigma a^2 K}{\Sigma a K} \quad \ldots \ldots \quad 2b)$$

Faßt man $K_1 \ldots . K_n$ als Massen in den Abständen $a_1 \ldots . a_n$ von 1 auf, so ist in 1b) $\frac{\Sigma a K}{\Sigma K}$ der Abstand des Schwerpunktes S dieser Massen von 1:

$$\frac{\Sigma a K}{\Sigma K} = a_S \quad \ldots \ldots \ldots \quad 5)$$

$\frac{\Sigma a^2 K}{\Sigma a K}$ in 2b) ist dann der Abstand des Schwingungsmittelpunktes T der Massen $K_1 \ldots . K_n$ von 1:

$$\frac{\Sigma a^2 K}{\Sigma a K} = a_T . \quad \ldots \ldots \ldots \quad 6)$$

Durch Einführung von $a_S$ und $a_T$ in 1b) und 2b), wobei in letzterer Gleichung links im Nenner $\Sigma a K = \Sigma K . a_S$ gesetzt wird, erhält man:

$$\frac{P}{\Sigma K} = h_1 + \varphi a_S \quad \ldots \ldots \quad I)$$

$$\frac{P}{\Sigma K} \cdot \frac{p}{a_S} = h_1 + \varphi a_T . \quad \ldots \ldots \quad II)^{*})$$

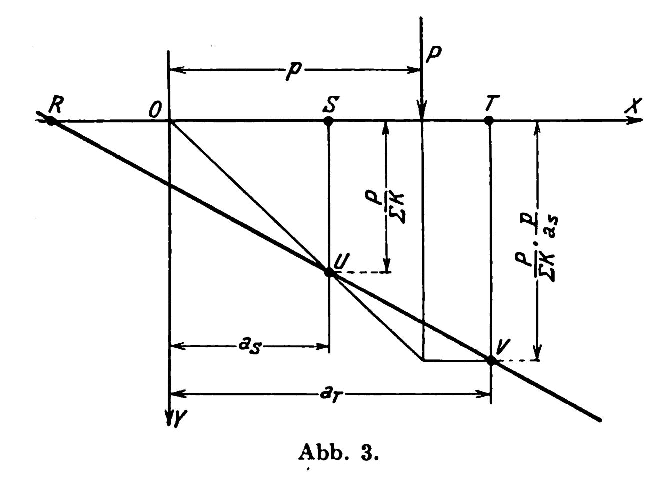



Abb. 3.

Bezogen auf das in Abb. 3 eingetragene Achsenkreuz hat eine beliebige Gerade die Gleichung $y = n + k x$. Setzt man für x und y Festwerte ein, etwa $x_A$ und $y_A$ und betrachtet n und k als veränderlich, so definiert die Gleichung $y_A = n + k x_A$ ein Strahlenbüschel durch A ($x_A$, $y_A$), wobei die einzelnen Strahlen durch das Wertepaar n, k gekennzeichnet sind. n ist bekanntlich der Abschnitt der Geraden auf O Y, k ihre Steigung. Liegt noch die Gleichung eines zweiten Strahlbüschels durch B ($x_B y_B$) vor: $y_B = n + k x_B$, so genügt das Wertepaar n, k der Verbindungsgeraden A B beiden Gleichungen. Das wenden wir auf die Gleichungen I) und II) an.

Tragen wir die Punkte U $\left(a_S, \frac{P}{\Sigma K}\right)$ und V $\left(a_T, \frac{P}{\Sigma K} \cdot \frac{p}{a_S}\right)$ in das Achsenkreuz ein, so ist $\varphi$ die Steigung der Geraden U V, $h_1$ ihr Abschnitt auf O Y; das heißt, daß U V die Gerade t′ t′, die gesuchte Linie der Einsenkungen ist.

Damit ist der Plan des zeichnerischen Verfahrens nahegelegt. $a_S$ (Lage des Schwerpunktes S) und $a_T$ (Lage des Schwingungsmittelpunktes T) werden zeichnerisch in bekannter Weise bestimmt. Durch Auftragen von $\frac{P}{\Sigma K}$ unter S ist Punkt U festgelegt.

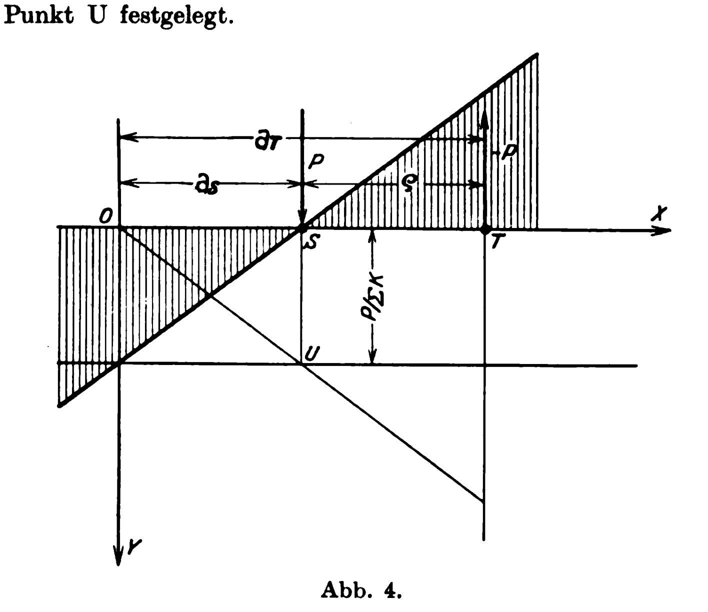



Abb. 4.

Dann ziehe man U O. Diese Gerade und O X schneiden auf der Wirkungslinie von P die Strecke $\frac{P}{\Sigma K} \cdot \frac{p}{a_S}$ ab, was unmittelbar aus der Zeichnung folgt. Die letzterwähnte Strecke ist der Größe nach die Ordinate des Punktes V, der somit durch wagrechtes Projizieren auf die Ordinate durch T gefunden wird. U V, die Linie der Einsenkungen, kann also gezeichnet werden. Sie schneidet O X (die Achse des unbelasteten Trägers) in R. Dieser Punkt des Trägers hat sich somit bei der Belastung nicht gesenkt, er ist sozusagen der Drehpunkt. Zu bemerken ist, daß bei gegebener Lage ($a_1 \ldots . a_n$) und Steifigkeit ($K_1 \ldots . K_n$) der Stützen die Abszissen der Punkte U und V festliegen, weiter ist natürlich, daß die Einsenkungen und Stützdrücke bei festgehaltener Lage von P letzterer Größe proportional sind.

Ein Sonderfall ist die Belastung des Trägers in S. Nach der Konstruktion wird die Linie der Einsenkungen parallel O X, d. h. der Träger bleibt bei der Einsenkung, die $\frac{P}{\Sigma K}$ beträgt, parallel zu sich selbst. Sind alle Federn gleich steif, $K_1 = K_2 = \ldots . K_n$, so verteilt sich die Belastung gleichförmig auf alle Stützen $F_1 = F_2 = \ldots . F_n = \frac{P}{n}$.

Bemerkenswert (und häufig auftretend) ist auch die Belastung durch ein Kräftepaar vom Moment M (Abb. 4).

*) Längere Zeit nach Abschluß vorliegender Arbeit wurde dem Verfasser ein Aufsatz von Prof. Denecke bekannt, veröffentlicht in Glasers Annalen 1906, 2. Halbjahr, S. 141 ff. Darin ist eine rechnerische Behandlung des Trägers auf elastischen Stützen entwickelt, aus der bereits die Bedeutung des statischen Momentes (und damit des Schwerpunktes) und des Trägheitsmomentes der Federsteifigkeiten hervorgeht. — Das im Aufsatz des Verfassers geschilderte Verfahren besitzt alle Vorteile des zeichnerischen gegenüber dem rechnerischen Verfahren. Insbesondere ist der Übergang von einer Belastungsart des Trägers zu einer anderen äußerst einfach zu behandeln, ein Vorteil besonders gegenüber dem Verfahren von Jirotschek, (Glasers Annalen 1920, 1. Halbjahr, S. 25) bei dem der Übergang von einer Belastungsart zur anderen die Wiederholungen aller Rechnungen oder Konstruktionen mit geänderten Größen nötig macht.

In erlaubter Weise zerlegen wir es in die Einzelkräfte $P=\frac{M}{\varrho}$ in S und $-P=-\frac{M}{\varrho}$ in T, zeichnen für P und —P die Linien der Einsenkungen und überlagern sie.

P in S gibt eine Parallele zu OX, P in T gibt nach der Konstruktion OU als Linie der Einsenkungen. Da in T nicht P, sondern — P, wirkt, sind die Ordinaten von UO von denen der ersten Geraden zu subtrahieren, statt zu addieren. Das gibt eine resultierende Linie der Einsenkungen, die durch S geht und auf OY

$$h_1 = \frac{P}{\Sigma K} = \frac{M}{\varrho \Sigma K} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

abschneidet. Unter der Wirkung eines Kräftepaares dreht sich somit der Träger um S.

Die Einflußlinien für Einsenkungen an bestimmter Stelle oder für Stützendrücke können nach dem Satz von Maxwell von der Gegenseitigkeit der Verschiebungen gefunden werden. Der genannte Satz sagt in unserem Falle: Belastet man den Träger mit 1 kg an der Stelle A, so ist die Einsenkung an der Stelle B ebenso groß wie die Einsenkung in A bei Belastung durch 1 kg in B.

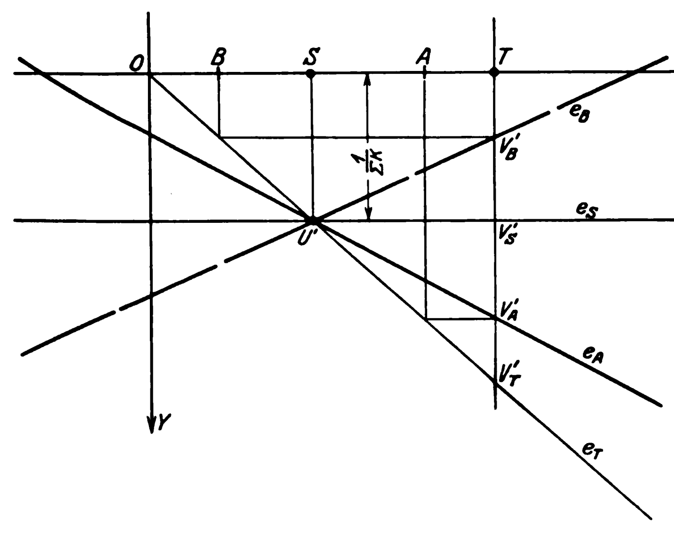



Abb. 5.

Die Einflußlinie für die Einsenkung an der Stelle A entsteht nun, wenn man im wandernden Punkte B des Lastangriffes (P = 1 kg) jeweils senkrecht zur Trägerachse die Einsenkung an der Stelle A aufträgt. Man kann aber auch nach dem eben vorgebrachten Satz von Maxwell die Kraft in A wirken lassen und in B die Einsenkungen messen. Mit anderen Worten: Die Einflußlinie für die Senkung des Trägers an einer Stelle A ist die Linie der Einsenkungen bei Belastung des Trägers an der Stelle A mit 1 kg.

In Abb. 5 sind die Einflußlinien $e_A$, $e_B$, $e_S$, $e_T$ für die Einsenkungen an den Stellen A, B, S, T gezeichnet. Man sieht sogleich, daß sämtliche Einflußlinien für Einsenkungen durch U' gehen müssen (U' statt U deutet an, daß immer mit 1 kg Belastung gerechnet ist), daß die Einflußlinie für Stelle S parallel zur Trägerachse wird. (Die Durchsenkung unter S ist also nur von der Größe der Last, nicht aber von ihrer Stellung abhängig) und daß die Einflußlinie für Stelle T mit OU' zusammenfällt. Die Einflußlinien für die Stützdrücke werden aus denen für die Einsenkungen der betreffenden Feder durch Multiplikation der Ordinaten mit der Steifigkeit K abgeleitet, sind also ebenfalls Gerade.

Berühren nicht alle Federn den unbelasteten Träger (Abb. 6), sondern liegt etwa die Stütze i um $h_i$ unter ihm, so ist in 3) statt $F_i = h_i K_i$, $F_i = (h_i - h_i^0) K_i$ zu setzen und 1a) und 2a) verändern sich etwas, nämlich in:

$$P + (h_i^0 K_i) = (h_1 K_1 + h_2 K_2 + \ldots . h_i K_i + \ldots . h_n K_n)$$
$$Pp + (h_i^0 K_i) a_i = (h_1 K_1 a_1 + h_2 K_2 a_2 + \ldots h_i K_i a_i + \ldots h_n K_n a_n)$$

Die weitere Entwicklung der rechten Seiten beider Ausdrücke

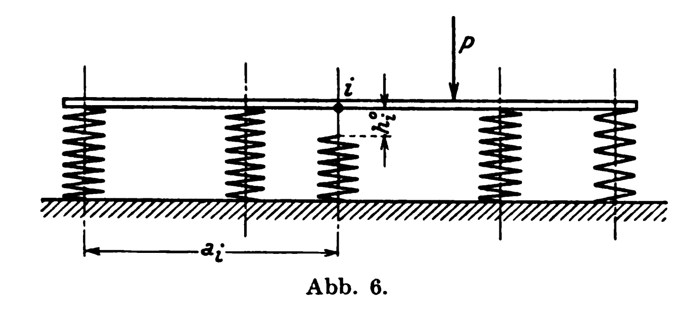



Abb. 6.

erfolgt ganz wie früher, man kann also so verfahren, als ob alle Federn den unbelasteten Träger spannungslos berühren würden, muß jedoch, wie die linken Seiten der beiden Gleichungen lehren, statt mit P mit einer Resultierenden P' aus P und der über der Stütze i angreifenden Kraft $P_i^0 = h_i^0 K_i$ rechnen. Die Überlegung kann auf den Fall mehrerer, den unbelasteten Träger nicht berührender Stützen erweitert werden.

Ist der Träger irgendwie belastet und im Gleichgewicht und beschäftigen uns nur die Änderungen seines Zustands durch eine zusätzliche Belastung, so ist natürlich auf etwa ursprünglich vorhandene $h^0$ keine Rücksicht zu nehmen.

Es wird nun der Fall behandelt, daß Federn des Trägers durch Ausgleichshebel verbunden sind (Abb. 7). Gleichgewicht ist nur möglich, wenn die Federkräfte in der Beziehung $F_a . a = F_b . b$ stehen.

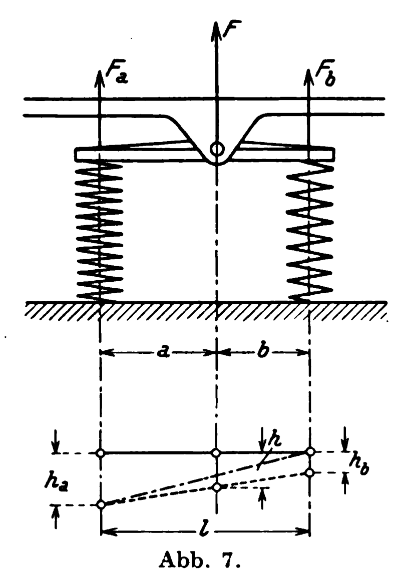



Abb. 7.

Zu den an die Spitze unserer Untersuchungen gestellten statischen Gleichungen treten so viele der eben angeschriebenen Art, als Ausgleichshebel da sind. Jeder Ausgleichshebel vermindert also den Grad der statischen Unbestimmtheit um 1; n—2 Ausgleichshebel machen den Träger statisch bestimmt. Durch die Federkräfte $F_a$ und $F_b$ erleiden die Federn entsprechend ihren Steifigkeiten $K_a$ und $K_b$ Einsenkungen $h_a = \frac{F_a}{K_a}$ und $h_b = \frac{F_b}{K_b}$, wobei sich der Drehpunkt des Ausgleichshebels um $h = h_a \frac{b}{l} + h_b \frac{a}{l}$ senkt.

Durch $F_a$ und $F_b$ ausgedrückt, wird

$h = \frac{F_a}{K_a} \cdot \frac{b}{l} + \frac{F_b}{K_b} \cdot \frac{a}{l}$, weiter bei Einsetzung von $F_b = F_a \cdot \frac{a}{b}$:

$$h = \frac{F_a}{K_a} \cdot \frac{b}{l} + \frac{F_a}{K_b} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{a}{l} = F_a \frac{b K_b^2 + a K_a^2}{b l K_a K_b} \quad . \quad . \quad 8)$$

Im Drehpunkt des Hebels herrscht die Kraft

$$F = F_a + F_b = F_a \left(1 + \frac{a}{b}\right) = F_a \cdot \frac{l}{b} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Das Verhältnis $\frac{F}{h}$ ist konstant:

$$K = \frac{K_a K_b . l^2}{K_a . a^2 + K_b . b^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

Es ist, als ob der Träger statt auf dem Drehpunkt des Ausgleichshebels, auf einer Feder von der Steifigkeit

$$K = \frac{K_a \,.\, K_b \,.\, l^2}{K_a a^2 + K_b \,.\, b^2}$$

ruhen würde.

Wir haben bisher das Verfahren in den Grundzügen besprochen, an seiner Hand Sonderfälle betrachtet und für abweichende Voraussetzungen anwendbar gemacht. Wie gesagt, ist zuerst die Konstruktion des Schwer- und des Schwingungsmittelpunktes, der als Massen aufgefaßten Steifigkeiten zu erledigen. Diese zeichnerischen Ermittlungen können unseren Zwecken angepaßt werden und deswegen soll im folgenden ein Beispiel vollständig gezeichnet werden: Belastung eines Trägers auf vier elastischen Stützen (Steifigkeiten $K_1, K_2, K_3, K_4$) durch P (Abb. 8). Es ist natürlich gleichgültig, ob P eine einzelne Kraft, oder die Resultierende mehrerer den Träger ergreifender Kräfte ist. Auf einer Senkrechten zur Trägerachse OX im letzten Stützpunkt 4 trage man der Reihe nach Strecken 4 I, I II, II III, III IV auf, die den Steifigkeiten $K_1, K_2, K_3, K_4$ proportional sind und verbinde I, II, III, IV mit 1, dem ersten Stützpunkt. Das gibt ein Kraftpolygon, zu dem wir das Seileck OX, a, b, c, d zeichnen. OX und d schneiden sich im gesuchten Schwerpunkt S.

Es ist nun der Schwingungsmittelpunkt T zu konstruieren:

$$x_T = \frac{\Sigma a^2 K}{\Sigma a K} = \frac{\Sigma a (a K)}{\Sigma a K};$$

die letzte Form gibt uns die Anweisung, ihn als Schwerpunkt des Massensystems $a_1 K_1$, $a_2 K_2$, $a_3 K_3$, $a_4 K_4$ zu ermitteln.

Strecken, die den Massen $a_1 K_1 \ldots . a_4 K_4$ proportional sind, lassen sich der Zeichnung entnehmen; es sind die Abschnitte: 0, ($a_1$ ist ja null) 2′ 2″, 3′ 3″, 4′ 4″ (= III IV)*). Zur Konstruktion eines Kraftpolygons tragen wir die erwähnten Strecken senkrecht zu OX im letzten Stützpunkt 4 auf, machen also 4 I′ = 0, I′ II′ = 2′ 2″, II′ III′ = 3′ 3″, III′ IV′ = 4′ 4″. Als Pol des Kraftecks wählen wir am besten Stützpunkt 2 (es hängt das damit zusammen, daß $a_1 = 0$, also auch $a_1 K_1 = 0$ ist), ziehen also 2 II′, 2 III′, 2 IV′; das zugehörige Seileck ist OX, b′, c′, d′,. Der Schnitt von OX mit d′ ist der gesuchte Schwingungsmittelpunkt T. Wie die Konstruktion weiter verläuft, wurde schon angegeben, sie liefert uns die Linie der Einsenkungen. Liegt ihr Schnittpunkt R mit OX noch auf dem Zeichenpapier, dann ziehe man RI, RII, RIII, RIV. Die Abschnitte $f_1$, $f_2$, $f_3$, $f_4$ (in Abb. 8 stark gezeichnet) sind dann den Auflagerfederkräften $F_1$, $F_2$, $F_3$, $F_4$ proportional. Der Nachweis hierfür ist sehr einfach und analog dem in der letzten Fußnote Gegebenen. Der Maßstab ist dadurch bestimmt, daß die algebraische Summe aller f, $f_1 + f_2 + f_3 + f_4$ der Belastung P entsprechen muß, d. h. ein f = 1 stellt ein

$$F = \frac{P}{f_1 + f_2 + f_3 + f_4} = \frac{P}{\Sigma f}$$

dar. Es ist sehr vorteilhaft, auf SU eine Skala für P anzubringen, besonders wenn an demselben Träger mehrere Belastungsfälle zu untersuchen sind. Der Krafteinheit entspricht eine Strecke auf SU von $\frac{1}{\Sigma K}$ Längeneinheiten.

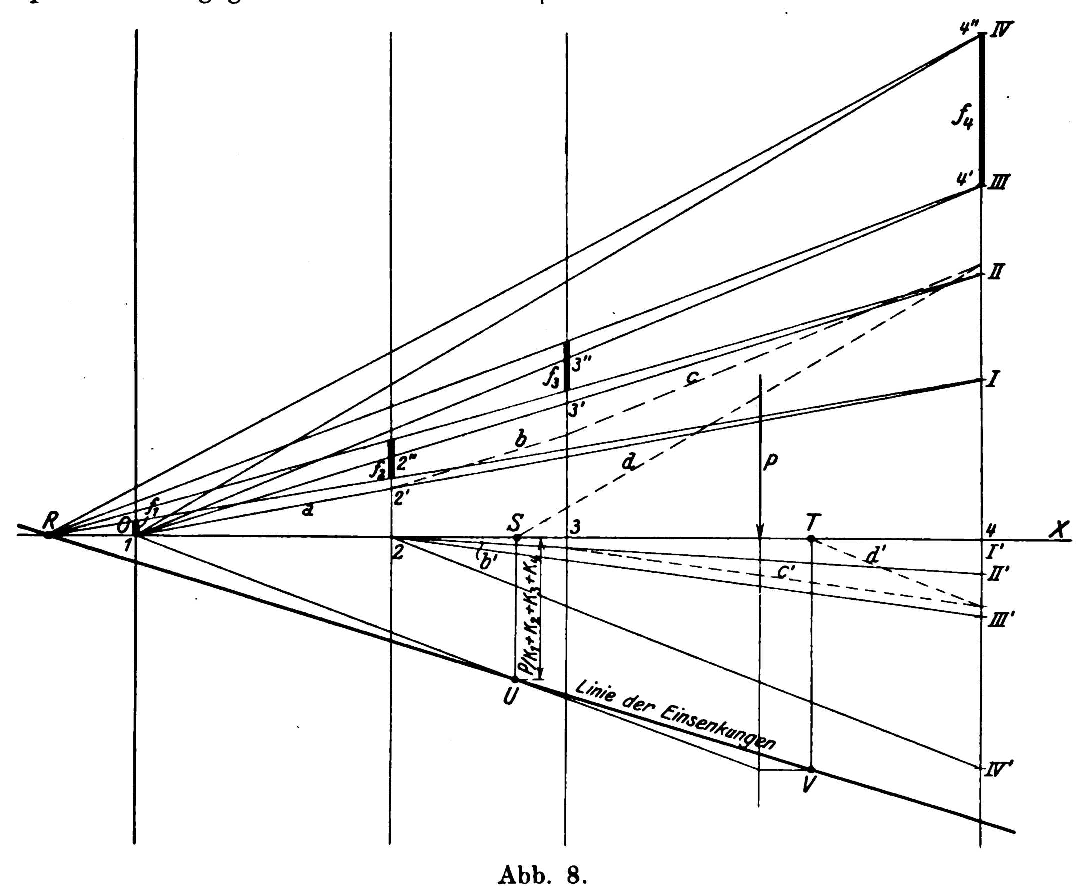



Abb. 8.

*) Es ist ja $4'4'' = \text{III IV}.\frac{a_4}{a_4}$, $3'3'' = \text{II III}.\frac{a_3}{a_4}$, $2'2'' = \text{I II}.\frac{a_2}{a_4}$, $0 = 4\,\text{I}.\frac{a_1}{a_4}$ und da nach Konstruktion III IV = $CK_4$, II III = $CK_3$, I II = $CK_2$, 4 I $CK_1$ aufgetragen wurde:
$4'4'' : 3'3'' : 2'2'' : 0 = K_4 a_4 : K_3 a_3 : K_2 a_2 : K_1 a_1$.

# Versuche mit Lokomotivspeisepumpen.

Von Dr. Ing. L. Schneider, München.

Neben der einfachen Dampfstrahlpumpe (Injektor) wurden schon früher gelegentlich Kolbenpumpen zur Speisung der Lokomotivkessel verwendet. Es geschah dies meist in der Form von mechanisch angetriebenen Pumpen, wenn der Injektor infolge der hohen Temperatur des anzusaugenden Wassers nicht mehr zuverlässig arbeitete, z. B. in den Tropen. Erst mit der Einführung der Speisewasservorwärmung, etwa seit 1912, wurde die Verwendung der Dampfkolbenpumpe an der Lokomotive allgemein. Mechanisch angetriebene sogenannte Laufpumpen — vor der Erfindung des Injektors die einzige Möglichkeit, das Speisewasser in den Kessel zu fördern — werden verhältnismäßig wenig benützt, da sie die Unbequemlichkeit bieten, bei Stillstand der Lokomotive nicht arbeitsfähig zu sein.

Die Dampfkolbenpumpen stellen kleine, langsam laufende Maschinen dar, denen man einen hohen Dampfverbrauch nachsagte. Da genauere Zahlen hierüber nicht bekannt waren, machte ich schon vor mehreren Jahren*) eingehende Dampfverbrauchsversuche mit einer stehenden, doppelt wirkenden schwungradlosen Kolbendampfpumpe von folgenden Abmessungen:

| | |
|---|---|
| Durchmesser des Dampfzylinders . . . | 203 mm |
| „ „ Wasserzylinders . . . | 140 „ |
| Hub . . . . . . . . . . . . . . . . . | 262 „ |
| Hubraum Wasserzylinder oben . . . . | 3,69 l |
| „ „ unten . . . | 4,03 „ |
| Theoretische Förderung bei einer Hubzahl von 65 Min. . . . . . | 250 l/Min. = 15 $m^3$/Std. |

Der Betriebsdampf für die Pumpe wurde einem ortsfesten Wasserrohrkessel entnommen und vor Eintritt in die Dampfkammer des Pumpendampfzylinders durch zwei hintereinanderliegende Wasserabscheider entwässert. Dieses Niederschlagwasser ist nicht zum Dampfverbrauch der Pumpe gerechnet. Letzterer wurde folgendermaßen bestimmt:

Der Abdampfstutzen der Pumpe war mit einem Oberflächenkondensator verbunden, in dem der gesamte Abdampf leicht niedergeschlagen werden konnte. Das Niederschlagwasser wurde in Gefäßen aufgefangen und durch Wägung gemessen. Außerdem wurde durch Wägung auch das im Dampfzylinder und in den Kanälen gebildete Kondensat bestimmt. Aus der Summe ergibt sich der Dampfverbrauch der Pumpe. Vor dem Pumpendampfventil und in der Dampfkammer der Pumpe wurde der Dampfdruck mit einem Manometer gemessen. Die Pumpe saugte das Wasser etwa 1¼ m hoch frei an. Vor Einmündung der Druckleitung in das Wassermeßgefäß war in die Leitung ein Windkessel größeren Inhalts eingeschaltet. Hinter diesem lag das Drosselventil, an dem mit der Hand der für die Versuchsreihe gleichbleibende Wasserdruck eingestellt wurde. Vom Drosselventil führte die Leitung in ein geeichtes Meßgefäß, mit dem die Wasserförderung der Pumpe oder die Speisemächtigkeit festgestellt wurde. Der Wasserdruck konnte an einem Manometer zwischen dem großen Windkessel und dem Drosselventil abgelesen werden. Selbst bei den größten Fördermengen der Pumpe erreichten die Ausschläge dieses Manometers ohne Dämpfung während eines Hubes nur Beträge von $\pm 1\frac{1}{2}$ at. Die Teilung konnte stets sicher abgelesen werden.

Die Zahl der Kolbenhübe der Pumpe wurde bei verschiedenen Fördermengen festgestellt. In Abb. 1 sind neben der Geraden, die das theoretische Verhältnis zwischen Hubzahl und Fördermächtigkeit darstellt, die bei den Versuchen gefundenen Hubzahlen eingetragen. Die Übereinstimmung ist so gut, daß auf einwandfreies Arbeiten der Pumpe hinsichtlich ihres volumetrischen Wirkungsgrades geschlossen werden kann.

*) Siehe Zeitschr. d. V. d. Ing. 1918, S. 265.

Der Dampfverbrauch der Pumpe wurde bei wechselnder Speisemächtigkeit, die von 1,4 bis 17,4 $m^3$/Std. schwankte, und bei einem Wasserdruck von rund 9, 12 und 15 kg/$cm^2$ ermittelt. Im ganzen gelangten 24 Versuchsreihen von je

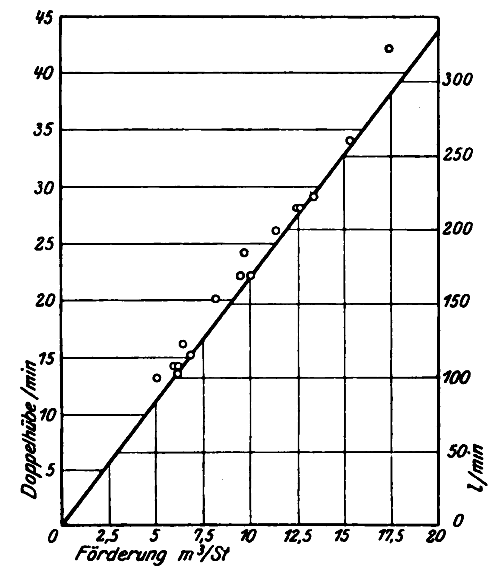



Abb. 1. Förderung der Einzylinder-Speisepumpe.

Zahlentafel 1.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Nr. des Versuchs | Wasserdruck in der Pumpendruckleitung atü | Gefördertes Wasser l | Speisemächtigkeit $m^3$/Std. | Dampfverbrauch kg | Dampfverbrauch in v. H. der Wasserförderung | Dampfverbrauch für 1 PS-Std reiner Wasserförderarbeit kg/PS-Std. |
| 1 | 9,3 | 331 | 2,48 | 11,74 | 3,55 | 103 |
| 2 | 9,2 | 627 | 6,27 | 10,44 | 1,67 | 49 |
| 3 | 9,2 | 840 | 6,30 | 16,04 | 1,91 | 56 |
| 4 | 9,1 | 995 | 9,95 | 13,54 | 1,36 | 40 |
| 5 | 9,0 | 1087 | 10,87 | 16,54 | 1,52 | 45,5 |
| 6 | 9,0 | 1115 | 13,40 | 14,70 | 1,32 | 39,5 |
| 7 | 9,1 | 1160 | 17,40 | 15,70 | 1,35 | 40 |
| 8 | 12,0 | 272 | 2,04 | 13,04 | 4,80 | 108 |
| 9 | 11,5 | 587 | 4,39 | 16,30 | 2,78 | 65 |
| 10 | 12,1 | 935 | 7,00 | 19,94 | 2,13 | 47,5 |
| 11 | 12,1 | 950 | 9,50 | 17,90 | 1,88 | 42 |
| 12 | 12,0 | 1175 | 11,75 | 19,60 | 1,67 | 37,5 |
| 13 | 12,3 | 1215 | 14,60 | 19,64 | 1,62 | 35,5 |
| 14 | 15,2 | 234 | 1,40 | 17,34 | 7,4 | 132 |
| 15 | 15,0 | 677 | 5,07 | 20,14 | 2,98 | 53,5 |
| 16 | 14,8 | 595 | 6,00 | 17,04 | 2,86 | 52 |
| 17 | 15,0 | 622 | 6,22 | 17,79 | 2,86 | 51 |
| 18 | 15,0 | 650 | 6,50 | 15,80 | 2,43 | 44 |
| 19 | 15,3 | 775 | 7,75 | 20,14 | 2,60 | 46 |
| 20 | 15,0 | 977 | 9,77 | 21,84 | 2,24 | 40 |
| 21 | 15,0 | 1000 | 10,00 | 20,44 | 2,04 | 37 |
| 22 | 15,0 | 1140 | 11,40 | 24,09 | 2,11 | 38 |
| 23 | 15,0 | 1045 | 12,50 | 20,40 | 1,95 | 35 |
| 24 | 15,0 | 1022 | 15,30 | 19,34 | 1,89 | 34 |

5 bis 10 Min. Dauer im Beharrungszustand zur Durchführung. Der Dampfüberdruck vor dem Pumpendampfventil war nicht wie bei der Lokomotive gleich dem Wasserdruck, sondern lag zwischen 9,3 und 13,6 at. Dieser Druck mußte durch das Pumpendampfventil noch um mehrere Atmosphären abgedrosselt werden, so daß in der Dampfkammer der Pumpe nur ein Dampfüberdruck von rund 4 bis 7 at herrschte.

Die Hauptergebnisse der 24 Versuchsreihen sind in Zahlentafel 1 und in Abb. 2 und 3 wiedergegeben. In Abb. 2 ist der Dampfverbrauch in Teilen des geförderten Wassers, auf den Lokomotivbetrieb angewendet also in Teilen des Gesamtdampfverbrauches, dargestellt. Wie zu erwarten, nimmt der Dampfverbrauch mit steigendem Wasserdruck und abnehmender Speisemächtigkeit zu. Der hohe Dampfverbrauch bei kleinen Fördermengen der Pumpe läßt es unwirtschaftlich erscheinen, die Pumpe ganz langsam in Gang zu halten. Die Hubzahl sollte etwa 22 in der Minute, entsprechend rund 80 l/Min. oder 5 m³/Std. Fördermenge, nicht bedeutend unterschreiten. Von da ab ist es wirtschaftlicher, die Pumpe abzustellen oder ein kleineres Pumpenmodell zu wählen. Bei einer Förderung von über 5 m³/Std. ist der Dampfverbrauch der Lokomotivspeisepumpe bemerkenswert gering, nämlich nur = $1\frac{1}{2}$ bis 3 v. H. des geförderten Wassers oder des Gesamtdampfverbrauches der Lokomotive. Die verbreitete Ansicht, eine Dampfkolbenpumpe habe äußerst hohen Dampfverbrauch, ist somit irrig.

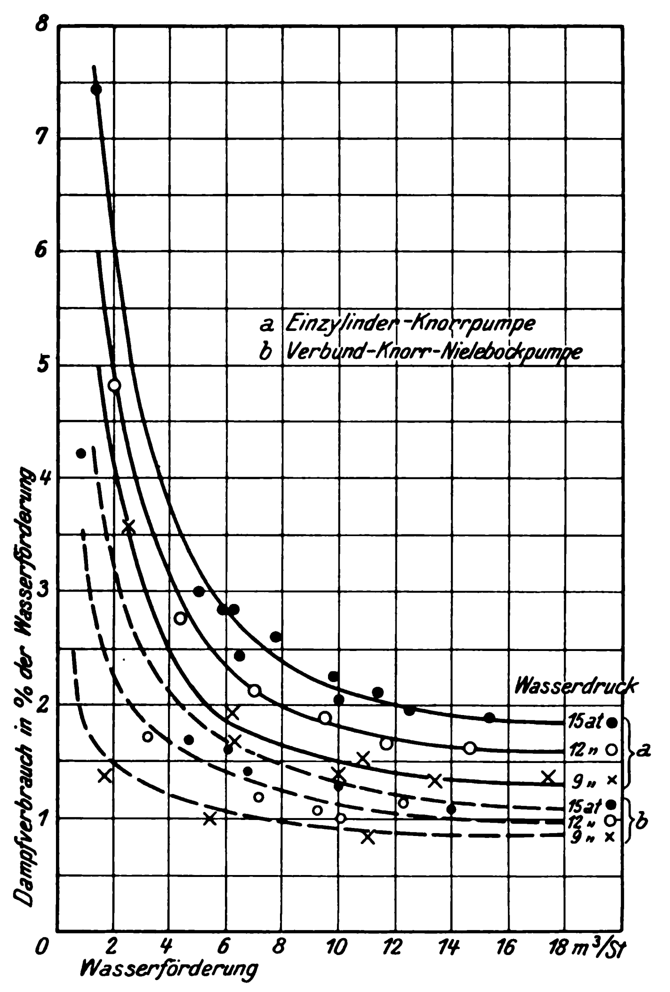



Abb. 2. Abhängigkeit des Dampfverbrauchs der Speisepumpen vom Wasserdruck und der Fördermenge, ausgedrückt in v. H. der geförderten Wassermenge.

Nur scheinbar ungünstiger wird das Bild, wenn man den Dampfverbrauch der Pumpe auf die geleistete reine Wasserförderarbeit bezieht, wie in Abb. 3 dargestellt. Die zur Wasserförderung aufgewandte Arbeit berechnet sich zu

$$\frac{\text{Speisemächtigkeit (m}^3\text{/Std.)} \times \text{Wasserdruck (kg/cm}^2\text{)}}{27}\ \text{PS}$$

Die Leistung der Pumpe betrug demnach bei Versuch Nr. 1 der Zahlentafel 1

$$\frac{2{,}48 \cdot 9{,}3}{27} = 0{,}855\ \text{PS}.$$

Bei Versuch Nr. 24 betrug dagegen die Leistung

$$\frac{15{,}3 \cdot 15}{27} = 8{,}5\ \text{PS}.$$

Man ersieht hieraus in wie hohem Maße die Leistung der Pumpe sich mit der Fördermenge und dem Druck ändert.

Mit steigendem Wasserdruck nimmt, größerer Leistung der Pumpe entsprechend, der effektive Dampfverbrauch ab. Die Kurven liegen deshalb zur Abszissenachse in Abb. 3 in entgegengesetzter Reihenfolge wie in Abb. 2.

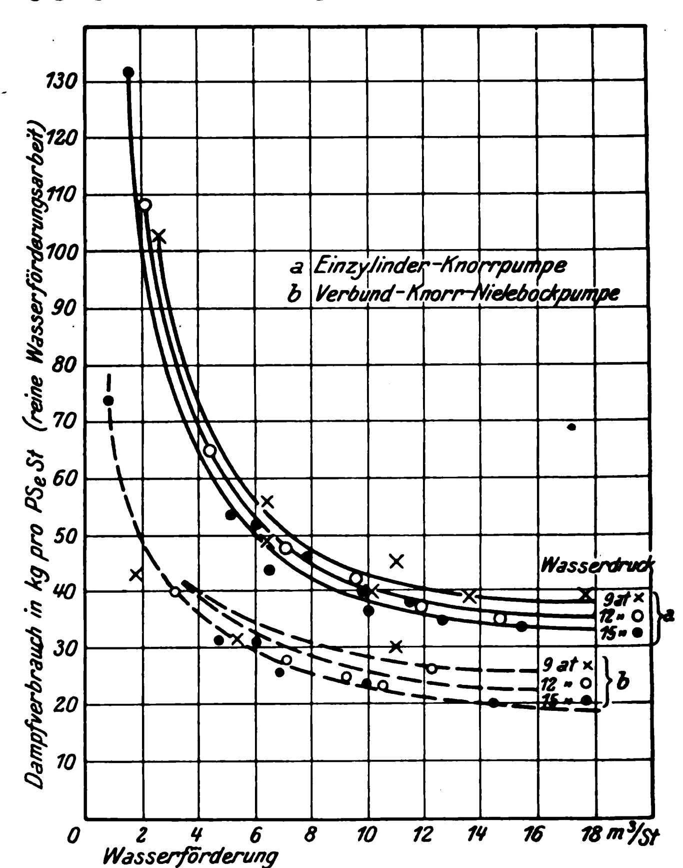



Abb. 3. Dampfverbrauch der Speisepumpen bezogen auf die Leistung in PS Std.

Als kleine, langsam laufende Einheit, hat die Lokomotivspeisepumpe naturgemäß einen Dampfverbrauch, der einer Herabsetzung fähig erscheint, wenn er auch bei weitem nicht die Höhe erreicht, wie sie oft befürchtet wurde. Eine wesentliche Verschlechterung im Betrieb ist nicht zu erwarten, wenn die Beaufsichtigung der Pumpe eine einigermaßen gewissenhafte ist. Dampf- und Wasserkolben sind mit mehrfachen Ringen versehen, so daß nur durch Bruch aller Ringe eines Kolbens oder Abnützung bis zur Lahmheit, größere Undichtigkeiten entstehen können. Im übrigen verträgt die Dampfkolbenpumpe, wie eben jede Dampfmaschine, den rauhesten Betrieb. Undichtheiten an den einfachen Pumpenventilen sind ebensowenig zu befürchten. Die Speisepumpen mit einfacher Dampfdehnung sind mittlerweile in vielen tausenden Exemplaren eingeführt und haben sich bewährt.

Der Dampfverbrauch der Pumpe stellt dem Frischdampfinjektor oder dem mit Frischdampfzusatz betriebenen

Abdampfinjektor gegenüber keinen Verlustposten dar, da beide viel höhere Frischdampfmengen verbrauchen, aber er verringert den aus der Abdampfvorwärmung erzielbaren Nutzen. Beispielsweise ist zur Erzeugung von Dampf von 16 atü und 370° C aus Speisewasser von 15° C eine Wärmemenge von 745 cal/kg nötig. Wird das Speisewasser durch den Abdampf der Lokomotiven auf durchschnittlich 95° C vorgewärmt, so sind durch das Brennmaterial 80 cal/kg oder 10,5% der oben genannten größeren Wärmemenge weniger an den Kesselinhalt abzugeben. In Wirklichkeit leitet man aber den Abdampf der Speisepumpe neben dem Abdampf der Lokomotivdampfmaschine in den Vorwärmer. Wir wollen einen Oberflächenvorwärmer voraussetzen, dessen Niederschlagswasser mit 100° C abfließt. Oft erreicht man eine Unterkühlung auf 80 bis 90° C; wir wollen dieses wärmetechnisch günstige Moment jedoch nicht berücksichtigen. Der Dampfverbrauch der Speisepumpe sei 1, 2, 3 und 4% des erzeugten Frischdampfes. Die Pumpe wird, wie üblich, mit trockenem Sattdampf betrieben. Eine thermodynamische Überschlagsrechnung ergibt, daß der Abdampf der Pumpe nicht wesentlich feucht sein kann. 1 kg dieses Abdampfes gibt bei Kondensation zu Wasser von 100° C eine Wärmemenge von rund 530 cal frei. Infolge des zusätzlichen Verbrauches der Pumpe sind, je nachdem man 1, 2, 3 oder 4% Dampfverbrauch der Pumpe annimmt, je kg in der Hauptmaschine verarbeiteten Dampfes dem Kessel zuzuführen: 752, 758, 765 oder 771 cal, wovon dem Speisewasser durch den Pumpenabdampf 5,3, 10,6, 15,9 oder 21,2 cal zugute kommen. Durch den Abdampf der Hauptmaschine kann daher je kg des in der Hauptmaschine verarbeiteten Dampfes dem Speisewasser noch eine Wärmemenge zugeführt werden von: 75,5, 71,0, 66,5 oder 62,0 cal*), woraus eine Brennstoffersparnis von 10, 9,4, 8,7 oder 8,1% folgt. Für jedes Prozent Dampfverbrauch der Speisepumpe (in Prozent des im Kessel erzeugten Dampfes ausgedrückt), vermindert sich die Brennstoffersparnis bei Verwendung von Abdampf-Oberflächenvorwärmung um rund 0,6%.

Mit der Verbundspeisepumpe der Knorr-Bremse A.-G., Berlin, wird gegenüber der Pumpe mit einfacher Dampfdehnung eine weitere Senkung des Dampfverbrauches zu erzielen versucht. Eingehende Versuche, die ich auf dem Prüfstand der Lokomotivfabrik J. A. Maffei A.-G., München, mit einer solchen Knorr-Nielebockpumpe durchführte, ergaben sehr günstige Werte. Die mit der vorgeschilderten Einrichtung untersuchte Pumpe hatte folgende Abmessungen:

| | | |
|---|---|---|
| Durchmesser der Dampfzylinder | Hochdruck . . | 115 mm |
| ,, ,, ,, | Niederdruck . | 200 ,, |
| ,, des Wasserzylinders . . . . . . . | | 115 ,, |
| Hub . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | | 250 ,, |
| Hubraum Wasserzylinder oben . . . . . . . . | | 2,41 l |
| ,, ,, unten . . . . . . | | 2,6 ,, |
| Theoretische Förderung bei einer Hubzahl von 100/Min. . . . . . . . . . . | | 250 l/Min. = 15 m³/Std. |

Da die Pumpe von der Knorr-Bremse A.-G. ebenso wie die früher untersuchte Einzylinderpumpe, für eine Wasserförderung von 250 l/Min. verkauft wird, so muß sie bei gleicher Förderung erheblich rascher laufen; sie kommt also auch bei geringer Speisemächtigkeit nicht so sehr in den Bereich des hohen Dampfverbrauches.

In Abb. 4 sind die Fördermengen in $m^3$/Std. wie in l/Min. in Abhängigkeit von der Zahl der Doppelhübe der Pumpe eingetragen. Die rasch laufende Pumpe weist z. T. volumetrische Wirkungsgrade über 100% auf, was auf verzögertes Schließen der Saugventile schließen läßt. Diese Erscheinung ist nicht auffallend und auf die lebendige Kraft des angesaugten Wassers zurückzuführen. Die in die Abb. 4 eingetragene Diagonale gibt die theoretische Fördermenge an.

Der Dampfverbrauch der Pumpe wurde bei Fördermengen von 0,9 bis 14,5 $m^3$/Std., das sind 15 bis 242 l/Min., ermittelt, bei einem Wasserdruck von 8,6 bzw. 11,6 bzw. 14,6 atü hinter den Druckventilen*). Der Dampfdruck unmittelbar vor dem Dampfsteuerschieber der Pumpe war dabei im Mittel 6,1 bzw. 7,7 bzw. 9,45 atü. Er änderte sich bei gleichem Wasserdruck mit der Fördermenge.

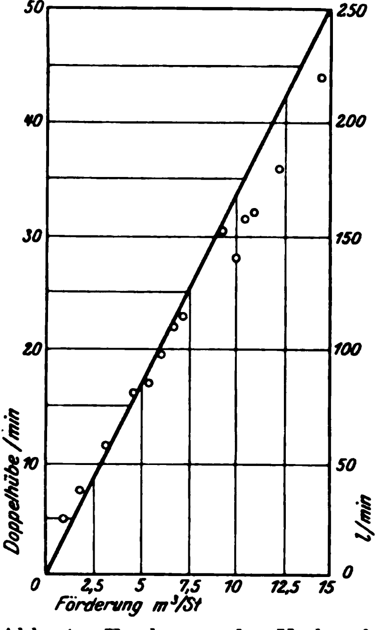


Abb. 4. Förderung der Verbund-Speisepumpe.

Die Hauptergebnisse der 14 Versuchsreihen sind in Zahlentafel 2 und in Abb. 2 und 3 enthalten. Die Kurven lassen erkennen, daß die Verbundspeisepumpe in Hinsicht auf den Dampfverbrauch einen großen Fortschritt gegenüber der älteren Pumpe mit einfacher Dampfdehnung bedeutet. Bei einem Kesseldruck von 15 atü beträgt der Dampfverbrauch der Verbundspeisepumpe zwischen Vollleistung und 1/3 Leistung nur 1,4% der Dampferzeugung des Kessels, bei 12 at Wasserüberdruck nur 1%.

Zahlentafel 2.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Nr. des Versuchs | Wasserdruck in der Pumpendruckleitung atü | Gefördertes Wasser l | Speisemächtigkeit $m^3$/Std. | Dampfverbrauch kg | Dampfverbrauch in v. H. der Wasserförderung | Dampfverbrauch für 1 $PS_e$/Std. reiner Wasserförderungsarbeit kg/$PS_e$-Std. |
| 1 | 8,6 | 175 | 1,75 | 2,4 | 1,37 | 42,8 |
| 2 | 8,6 | 540 | 5,4 | 5,5 | 1,02 | 32,0 |
| 3 | 8,6 | 920 | 11,00 | 9,0 | 0,98 | 30,9 |
| 4 | 11,6 | 320 | 3,2 | 5,5 | 1,72 | 40,2 |
| 5 | 11,6 | 715 | 7,15 | 8,6 | 1,2 | 28,0 |
| 6 | 11,6 | 925 | 9,25 | 10,0 | 1,08 | 25,2 |
| 7 | 11,6 | 1050 | 10,5 | 10,6 | 1,01 | 23,6 |
| 8 | 11,6 | 1020 | 12,25 | 11,7 | 1,15 | 26,7 |
| 9 | 14,6 | 90 | 0,9 | 3,8 | 4,22 | 77,6 |
| 10 | 14,6 | 470 | 4,7 | 8,0 | 1,7 | 31,5 |
| 11 | 14,6 | 615 | 6,15 | 10,0 | 1,63 | 30,2 |
| 12 | 14,6 | 675 | 6,75 | 9,4 | 1,39 | 25,8 |
| 13 | 14,6 | 1000 | 10,00 | 12,6 | 1,26 | 23,4 |
| 14 | 14,6 | 970 | 14,5 | 10,7 | 1,10 | 20,4 |

Gegenüber mannigfachen unrichtigen und ungenauen Angaben über den Dampfverbrauch der Lokomotivspeisepumpen muß hier auf die vorstehenden genauen Versuche

*) Diese Mengen sind größer als die Differenzen 80 — 5,3, 80 — 10,6 usw., weil infolge des zusätzlichen Dampfverbrauchs der Speisepumpe dem Speisewasser pro kg des in der Hauptmaschine verarbeiteten Dampfes mehr als 80 cal zugeführt werden müssen.

*) Die Eichung des Manometers ergab eine Voreilung um 0,4 at. Abgelesen wurde 9, 12 und 15 at.

hingewiesen werden. Noch in letzterer Zeit wurde in einem deutschen Nachdruck eines Aufsatzes „Versuche der Italienischen Staatsbahnen mit Abdampfvorwärmern für Lokomotiven“ von Ing. G. Corbellini*) in Verbindung mit der Dampfkolbenpumpe irrige Angaben gemacht. Corbellini führt Vergleichsrechnungen mit einem Abdampfinjektor vor. Unbeschadet der sonstigen Vorzüge des Abdampfinjektors ist nun gerade der wärmewirtschaftliche Wirkungsgrad desselben im Vergleich mit Speisepumpe und Oberflächenvorwärmer nicht so gut. Gänzlich verschweigt dies auch Corbellini nicht, indem er die Brennstoffersparnis beim Oberflächenkondensator mit 7%, beim Abdampfinjektor mit 6% angibt. Ihm zufolge ist aber der Dampfverbrauch der Knorrpumpe 5%, ja „in manchen Fällen 8 bis 10%“. Zur Stützung letzterer Zahlen führt er meine 1918 veröffentlichten Versuche an. Diese ergeben einen Höchstwert des Dampfverbrauchs der Pumpe von 7,4%, und zwar wurde dieser Betrag erreicht bei 15,2 at Wasserüberdruck und bei ganz langsamem Gang der Pumpe, nämlich bei 1,4 m³/Std. Wasserförderung durch eine für 15 m³/Std. gebaute Pumpe. Es ist unzulässig, deshalb von 8 bis 10% Dampfverbrauch zu sprechen. Der Heizer kann die Speisepumpe ebenso abstellen, wie man normalerweise den Injektor abstellen muß, wenn die zu fördernde Wassermenge zu gering wird; hinsichtlich Regulierfähigkeit bleibt trotzdem die Pumpe dem Injektor wahrscheinlich überlegen. Dabei kann allerdings der Ausweg beschritten werden, daß man einen Dauerspeiseinjektor vorsieht, der für vorübergehende Höchstleistung durch einen zweiten Injektor unterstützt werden muß. Für den Abdampfinjektor rechnet Corbellini mit 12 at Wasserüberdruck. Der Frischdampfverbrauch der alten Einzylinderpumpe beträgt bei 12 at und selbst nur $^1/_3$ Belastung 2,6%, jener der Verbundpumpe 1,5%, also nicht entfernt 5 oder gar 8 bis 10%, während Corbellini den Frischdampfverbrauch des Abdampfinjektors bei 12 at Kesselüberdruck und 1,2 at absolutem Abdampfdruck mit 5,17% angibt, d. i. 2 bzw. 3,5fach so hoch als der Verbrauch der Pumpe. Die Ersparnisziffern, welche in dem Aufsatz Corbellinis für Pumpe und Vorwärmer mit 7 und für den Abdampfinjektor mit 6% angegeben wurden, belaufen sich bei richtiger Rechnung auf etwa 9,5 und 4,9%. Bei höherem Kesseldruck als 12 at und geringerem Abdampfdruck als 1,2 atü verschiebt sich das Verhältnis noch mehr zu ungunsten des Abdampfinjektors. Heute sind schon 14 bis 16 at Dampfüberdruck die Regel und es besteht die Tendenz die Drücke noch zu erhöhen, andrerseits den Blasrohrdruck herabzusetzen.

An einer anderen Stelle gibt Corbellini (laut Organ) an, daß bei der Fahrt mit Oberflächenvorwärmer „die stündlich verdampfte Wassermenge bei nahezu gleichbleibender Leistung um 5,3% höher war als mit normalem Injektor“, beim Abdampfinjektor jedoch um 9% niedriger*), und er bemerkt hierzu „der Mehrverbrauch ist ausschließlich auf den Frischdampfverbrauch der Pumpe zurückzuführen“. Der Nachweis, weshalb die Vorwärmung sogar dem normalen Injektor um 5,3%, dem Abdampfinjektor aber um 14,3% unterlegen sein soll, fehlt bei Corbellini. Dabei gibt er den Kohlenverbrauch bei Abdampfvorwärmung um 6,7%, beim Abdampfinjektor um 6,4% geringer an als bei normaler Injektorspeisung. Solche Werte sind nicht unter einen Hut zu bringen. Entschuldigend für Corbellini spricht der Umstand, daß den Italienischen Staatsbahnen zu den Vergleichen nur eine einzige mit Friedmann-Abdampfinjektor ausgerüstete Lokomotive zu den Versuchen zur Verfügung stand, so daß Zufallsergebnisse möglich sind. Die Beurteilung der Lokomotivspeisepumpe ist bei Corbellini unzutreffend. Nach den neueren Konstruktionen und Versuchen ist die Dampfkolbenpumpe so verbessert, daß sie in Verbindung mit Oberflächenvorwärmung die Dampfstrahlpumpen, auch den Abdampfinjektor, hinsichtlich Wirtschaftlichkeit übertrifft und zwar um so mehr, je höher der Kesseldruck ist. Guter Zustand von Pumpe, Vorwärmer und Abdampfinjektor sind dabei vorausgesetzt.

*) Organ 1928, Heft 3 und 4. Riv. Tecn. d. Ferrovie Italiane 1926, S. 140, I. Teil.

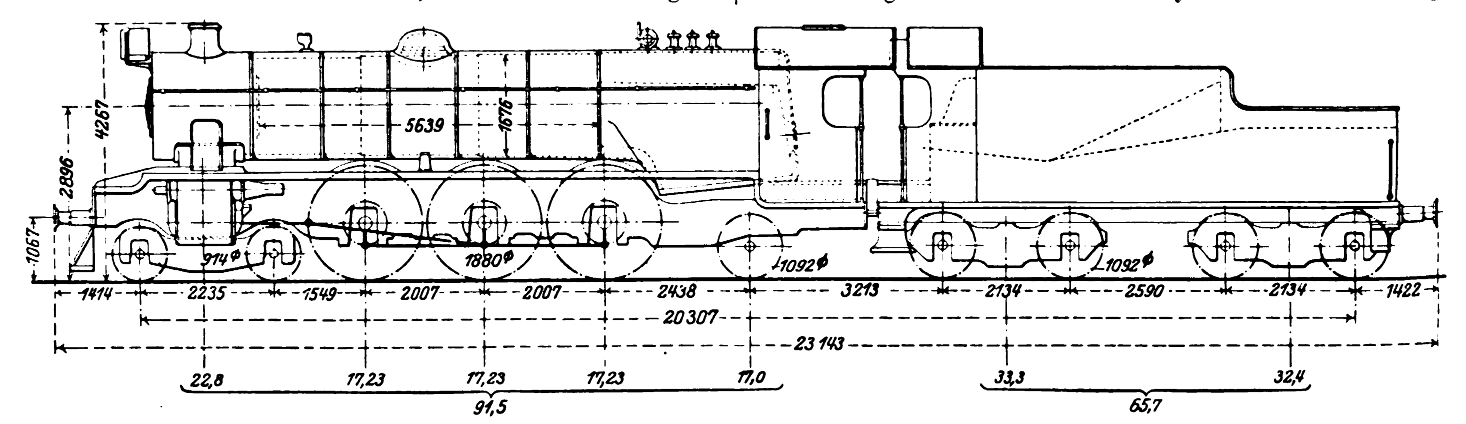
*) Die Angaben beziehen sich auf die PS-Stunde am Tenderzughaken gemessen.

# Berichte.

## Lokomotiven und Wagen.

### 2 C 1 - h 2 Einheits-Schnellzuglokomotive der Indischen Eisenbahnen.

Eine Reihe derartiger Lokomotiven ist als neue Einheitslokomotive für die East Indian-, die Eastern Bengal- und die Great Indian Peninsula-Bahn von Vulcan Foundry in Newton-le-Willows gebaut worden. Es ist beachtenswert, daß die Indischen Eisenbahnen, deren Lokomotiven schon bisher viel Gemeinsames aufgewiesen haben, nunmehr dazu übergegangen sind, einheitliche Bauarten zu schaffen.




Gesamtansicht und Abmessungen der 2 C 1 - h 2 Lokomotive der Indischen Eisenbahnen.

Die Lokomotiven besitzen breite Rostflächen zur Verbrennung minderwertiger Kohle. Die Außenzylinder haben Heusinger-Steuerung und gußeiserne Stopfbuchspackungen der British Metallic Packing Company. Die Textabbildung zeigt ein Typenbild; die Hauptabmessungen sind im folgenden



zusammengestellt. Es ist aus dieser Zusammenstellung zu ersehen, daß die neuen Lokomotiven verhältnismäßig geringe Heizflächen und ein niedriges Verhältnis zwischen Heizfläche und Dienstgewicht besitzen, was um so mehr auffallen muß, wenn man weiß, daß eine indische Bahn schon seit einigen Jahren wesentlich schwerere 2 C 1 Lokomotiven besitzt *).

| | | |
|---|---|---|
| Spurweite | 1676 | mm |
| Kesselüberdruck p | 12,7 | at |
| Zylinderdurchmesser | 2×537 | mm |
| Kolbenhub h | 711 | „ |
| Kesseldurchmesser außen, größter | 1676 | „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2896 | „ |
| Rohrlänge | 5639 | „ |
| Verdampfungsheizfläche | 170,7 | m² |
| „ des Überhitzers | 43,0 | „ |
| Heizfläche — im ganzen — H | 213,7 | „ |
| Rostfläche R | 4,17 | „ |
| Durchmesser der Treibräder D | 1880 | mm |
| Fester Achsstand (Kuppelachsen) | 4014 | „ |
| Ganzer „ der Lokomotive | 10236 | „ |
| „ „ „ „ einschl. Tender | 20307 | „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 51,69 | t |
| Größter Achsdruck | 17,23 | „ |
| Dienstgewicht der Lokomotive G | 91,5 | „ |
| „ des Tenders | 65,7 | „ |
| Vorrat an Wasser | 20,5 | m³ |
| „ „ Brennstoff (Kohle) | 10,15 | t |
| Metergewicht | 6,8 | t/m |

(The Railw. Eng. Febr. 1928.) R. D.

*) Organ 1925, S. 14.

## Motorlokomotiven mit elektrischer Kraftübertragung, System „Gebus".

Während bei Motorlokomotiven für kleine und mittlere Leistungen heute allgemein Zahnrad- oder Flüssigkeitsgetriebe verwendet werden, sind die von der Gebus-Lokomotiven-Gesellschaft Ing. M. Gelinek u. Co. gemeinsam mit den Österr. Industriewerken Warchalowski, Eißler u. Co. bzw. der Maschinenfabrik der Staatseisenbahngesellschaft erbauten Motorlokomotiven mit elektrischer Kraftübertragung nach System Gebus ausgerüstet, das sich durch seine Einfachheit auszeichnet. Ohne Zwischenschaltung von Widerständen sind die elektrischen Maschinen derart bemessen und aufeinander abgestimmt, daß sich die Leistung bei wechselnden Zugkräften und Geschwindigkeiten über einen weiten Regelbereich konstant halten läßt. Die Fahrtregelung erfolgt nur durch Einstellung der Brennstoffzufuhr.

Außer Kleinlokomotiven wurden bis jetzt zwei größere Ausführungen von Gebus-Lokomotiven gebaut, die in der Z.d.Ö.I. u. A.V., Heft 1/2, 1928 ausführlich beschrieben sind. Die 120 PS-Schmalspurlokomotive wird angetrieben durch einen vierzylindrigen Benzinmotor der Österr. Industriewerke Warchalowski, Eißler u. Co., der mit einer Gleichstromnebenschlußdynamo von 80 kW Dauerleistung direkt gekuppelt ist. Die beiden Tatzenlagermotoren von je 40 PS Stundenleistung sind federnd am Rahmen aufgehängt und treiben über eine gekapselte Zahnradübersetzung 1:6,28 die Achsen an. Eine Bosch-Lichtmaschine liefert den Strom für Anlaßbatterie und Beleuchtung. Die Stundenzugkraft der Lokomotive beträgt 1060 kg, die Anfahrzugkraft 2000 kg; die Höchstgeschwindigkeit ist 50 km/h. Die Lokomotive wurde auf der Strecke Jenbach—Mayrhofen der Zillertalbahn, die Steigungen bis zu 16‰ aufweist, probeweise in Betrieb genommen und arbeitete dabei einwandfrei. Der Verbrauch an Betriebsstoff betrug 0,67 kg Benzin und 0,046 kg Schmieröl je Zugkilometer und 21 kg Benzin und 1,48 kg Öl je 1000 t.

Die für die Montafonerbahn gebaute 120 PS-Normalspurlokomotive ist dadurch bemerkenswert, daß sie gleichzeitig für Oberleitungsbetrieb mit 700 V Gleichstrom eingerichtet ist. Die Bahn wird mit Gleichstrom betrieben. Da sie aber in den mit Wechselstromleitungen überspannten Bahnhof Bludenz der Österreichischen Bundesbahnen einfährt, mußte ein Hilfsantrieb vorgesehen werden, der auch in Störungsfällen auf der Strecke einspringen kann. Der Antriebsmotor ist der gleiche wie bei der Schmalspurlokomotive. Die Tatzenlagermotoren sind nach dem Fahrleitungsstrom mit einer Stundenleistung von je 75 PS bei 700 V bemessen. Dementsprechend ergab sich auch eine Dynamotype von 130 kW Stundenleistung bei 680 V. Bei den Probefahrten wurden einerseits Geschwindigkeiten bis zu 60 km/h erreicht, andrerseits Lastenzüge bis zu 450 t verschoben, womit wieder der weite Leistungsbereich der elektrischen Kraftübertragung erwiesen wurde. A. P.

## Benzin-elektrischer Triebwagen der amerikanischen Mack-Gesellschaft.

Die Internationale Mack-Motoren-Gesellschaft in Plainfield, N. I., hat einen benzin-elektrischen Maschinensatz herausgebracht, der sich vermöge seiner Anpassungsfähigkeit an wechselnde Belastungen und Geschwindigkeiten besonders zur Verwendung in Eisenbahnfahrzeugen eignen soll. Es sind schon Triebwagen mit ein, zwei und drei derartigen Maschinenanlagen im Betrieb.

Der ganze Maschinensatz, Benzinmotor samt Stromerzeuger, wiegt 2,6 t. Er ruht so auf einem Rahmen von Formeisen, daß das Gehäuseunterteil und der Stromerzeuger leicht abgenommen werden können, ohne daß die ganze Maschinenanlage aus dem Triebwagen ausgebaut werden muß. Die Maschinen sind quer in die Triebwagen eingebaut.

Der Benzinmotor hat sechs Zylinder von 127 mm Durchmesser und 152 mm Hub. Er entwickelt bei 1800 Umdr./Min. 152 $PS_e$, bei 1350 Umdr./Min. noch 125 $PS_e$. Bei dieser Umdrehungszahl wird noch ein mittlerer Kolbendruck von 16,8 kg erreicht.

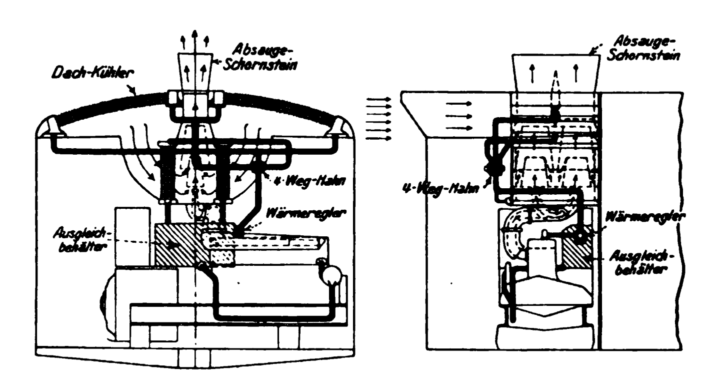



Abb. 1. Kühleranlage des Benzin-elektrischen Triebwagens.

Die Kolbenkörper sind aus Aluminium, die Pleuelstangen sind röhrenförmig und durchweg bearbeitet. Der Zylinderblock hat für je zwei Zylinder einen Kopf aus Aluminium. Dieser Baustoff wurde seines guten Wärmeleitungsvermögens wegen gewählt. Die Einlaßventile sind aus Chromnickelstahl, die Auslaßventile aus Chromsiliziumstahl.

Bemerkenswert ist die Kühleranlage der mit diesen Maschinen ausgerüsteten Triebwagen. Wie die Textabb. 1 zeigt, sind zwei Kühler vorgesehen. Der eine sitzt innerhalb des Wagens über dem Motor, der andere ist in das Wagendach eingebaut. Zum Hindurchziehen der Frischluft durch die Kühlerwaben werden die Auspuffgase des Benzinmotors benützt. Sie werden durch zwei Blasrohre in Schornsteine geleitet und saugen die angewärmte Luft ab, so daß durch die Kühler frische Luft nachströmt. Im Winter kann der Dachkühler abgeschaltet werden; im übrigen wird die Kühlwassertemperatur mittels eines eingebauten Wärmereglers und eines Ausgleichbehälters selbsttätig immer auf der gleichen Höhe von 71° C gehalten.

Eine weitere Besonderheit des geschilderten Maschinensatzes ist die mehrfache Verwendung von Dämpfungsgliedern aus Gummi. Zwischen Maschine und Wagen sind Gummipuffer eingebaut, ferner sind zwischen dem Benzinmotor und dem Stromerzeuger sowie in dem Kompressorantrieb elastische Kupplungen vorgesehen, die nach Textabb. 2 unter Zwischenschaltung von Gummipolstern hergestellt sind.

Der elektrische Teil der Maschinenanlage besteht aus einem 95 kW Stromerzeuger, der zwischen 1000 und 1500 Umdr./Min. regelbar ist. Der Benzinmotor arbeitet innerhalb dieses Bereiches mit voller Brennstoffzufuhr; die Maschine arbeitet daher bis herab zu $^2/_3$ Belastung äußerst wirtschaftlich.

Die Wagen können zu zweien vereinigt laufen, in der Weise, daß die Maschinen von einem Führerstand aus gesteuert werden; ein Zug von sechs Wagen besteht aus zwei Trieb- und vier gewöhnlichen Wagen.

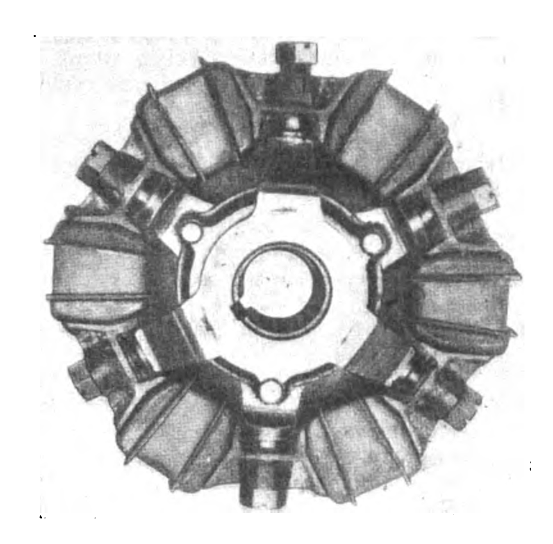


Abb. 2.
Elastische Kupplung für die Kraftübertragung.

Im folgenden sind noch einige Angaben über Gewicht und Leistung derartiger Wagen mit ein, zwei und drei Maschinensätzen zusammengestellt:

| Zahl der Sitzplätze | Dienstgewicht t | Zahl der Maschinensätze | Leistung des Stromerzeugers kW | Geschwindigkeit km/Std. | Zugkraft am Zughaken kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 57 | 63,3 | 1 | 95 | 16 | 1500 |
| | | | | 32 | 770 |
| | | | | 48 | 540 |
| 77 | 121,5 | 2 | 190 | 16 | 2700 |
| | | | | 32 | 770 |
| | | | | 48 | 540 |
| 72 | 131,3 | 3 | 285 | 16 | 4500 |
| | | | | 32 | 2300 |
| | | | | 48 | 1680 |

(Railw. Age 1928, 1. Halbj., Nr. 15). R. D.

# Buchbesprechungen.

Dr. Ing. e. h. Wilh. Hildebrand, **Die Entwicklung der selbsttätigen Einkammer-Druckluftbremse bei den europäischen Vollbahnen.** Verlag von Jul. Springer, Berlin 1927. 151 Seiten, 234 Abb. Preis geb. 18 ℳ.

Das Buch behandelt in einem Hauptabschnitt A, der gewissermaßen eine Vorstufe bildet, zunächst die selbsttätige Einkammer-Druckluftbremse für Personenzüge, die ja das erste Anwendungsgebiet waren: die Grundform, die Steuerventile von Westinghouse, Schleifer, Knorr u. a., sowie das Zusammenarbeiten dieser Systeme.

Der den größten Teil des Buches füllende Hauptabschnitt B befaßt sich sodann mit der Entwicklung der Güterzugbremse, wobei jedoch der Natur der Sache nach die bremstechnischen Probleme allgemein behandelt werden. In welcher Weise sich diese Probleme entsprechend den ständig zunehmenden Forderungen des Eisenbahnbetriebs hinsichtlich Zuglänge, Fahrgeschwindigkeit, Verkürzung des Bremsweges usw. wandelten und steigerten, dem Erfindergeist stets höhere Ziele steckend, ist hier eingehend erörtert. Zuerst das Bemühen, die Durchschlagsgeschwindigkeit zu erhöhen! Zahlreiche konstruktive Ausführungsformen werden hierfür vorgeführt. Die Fehlschläge, die bei der Anwendung der gewöhnlichen Personenzugbremse auf Güterzüge eintraten, führten zum genaueren Studium der Wirkungen der Bremse und zu der Erkenntnis der Wichtigkeit des zeitlichen Verlaufs des Druckes im Bremszylinder, dargestellt in der Bremsdruckschaulinie, wie sie eingehend im Buche behandelt ist. Abweichend von den amerikanischen Verhältnissen, wo das Fehlen der starren Zugstange die Lösung der Aufgabe der Güterzugbremsung erleichterte, mußte man in Europa darauf sinnen, den Anstieg des Bremsdruckes so zu gestalten, daß die Ungleichmäßigkeiten in der Bremswirkung bei langen Zügen sich nicht nachteilig auswirkten. Von der Zugstreckvorrichtung von Knorr gelangte man allmählich zur Beeinflussung des Bremszylinderdruckes. Zu den Betrachtungen über den Bremsdruckverlauf gehört auch die an dieser Stelle besprochene Frage des erhöhten Bremsdruckes für sehr hohe Geschwindigkeiten mit allmählicher Abnahme bei sinkender Fahrgeschwindigkeit (nur bei Schnellzügen einschlägig), sowie die Frage der Veränderung des Bremsdruckes mit Rücksicht auf das Ladegewicht eines Wagens — Lastabbremsung, nur bei Güterzügen einschlägig. Beide Ziele können u. a. durch Vergrößerung der Kolbenfläche, d. h. durch Anordnung eines zweiten Bremszylinders erreicht werden.

Der nächste Unterabschnitt ist schließlich der „Regelung des Bremsdruckes", d. h. der bei der Betätigung der Bremse eintretenden Veränderung des Druckes gewidmet. Die beiden Organe, die hier in Betracht kommen, das Führerbremsventil und das Steuerventil, sind hier für die verschiedenen Systeme von Druckluftbremsen eingehend behandelt, beginnend von dem einfachen Führerbremshahn von Westinghouse und dem einfachen Mittel der zweiten Bremsleitung bis zu den verwickelten Ventilbauarten der höchste Vollkommenheit anstrebenden, aber noch im Erprobungsstadium stehenden Bremsen von Bozic und Drolshammer.

Der dritte Hauptabschnitt C des Buches endlich bringt gewissermaßen als Abschluß eine zusammenhängende Beschreibung der verschiedenen Bauarten der Kunze-Knorrbremse für Güterzüge, für Personenzüge und für Schnellzüge. —

Nach vorstehender kurzer Inhaltsskizze gibt das Buch einen vortrefflichen Überblick über sämtliche Bauarten von Druckluftbremsen, die gegenwärtig von Bedeutung sind und füllt damit eine Lücke in der Literatur aus, wie sie kaum besser hätte geschlossen werden können. Denn Anordnung und Darstellung des Stoffes ist mustergültig. Der Verfasser, der ja berufenster Fachmann ist, bringt keine Aneinanderreihung von trockenen Beschreibungen, sondern zeigt zunächst die zu lösenden Probleme und erörtert die verschiedenen Möglichkeiten, die es zu ihrer Lösung gibt. Da auch die Sprache einfach und klar, die Abbildungen deutlich und übersichtlich gehalten sind, so wird eine sachliche Kürze erzielt, die das Lesen des Buches zu einer angenehmen Tätigkeit macht und das Verständnis außerordentlich erleichtert. Dabei kommt, obwohl naturgemäß angesichts der ausgedehnten Anwendung der Kunze-Knorrbremse im Gebiete der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und der beginnenden weiteren Ausdehnung, diese im Hauptabschnitt C in ausführlicher Weise dargestellt ist, nirgends eine unsachliche Behandlung anderer Systeme zum Ausdruck.

Das Buch ist eine wertvolle Erscheinung auf dem technischen Büchermarkt und wird jedem Maschinenbeamten eine willkommene Gelegenheit zur Vertiefung seiner Kenntnisse auf einem so wichtigen Gebiet, wie es die Druckluftbremse darstellt, bieten.

Dr. Ue.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

83. Jahrgang | 15. August 1928 | Heft 16

## Herzstückschweißung mit Thermit.

Von Reichsbahnoberrat **Albert Gollwitzer,** Direktor des Reichsbahnausbesserungswerkes Neuaubing bei München.

Die Verbindung der Weichenherzstücke mit den Anschlußschienen durch Laschen ist ungenügend. Besonders in den Fällen, in denen die beiden an das Herzstück angeschlossenen Schienenstränge verschieden stark befahren werden und verschieden stark wandern, sucht sich das Herzstück bald von der weniger stark befahrenen Schiene zu lösen. So entstehen große Stoßlücken zwischen Schiene und Herzstück, die Laschenbolzen verbiegen sich und können häufig nur noch mit dem Meißel entfernt werden (Abb. 1).

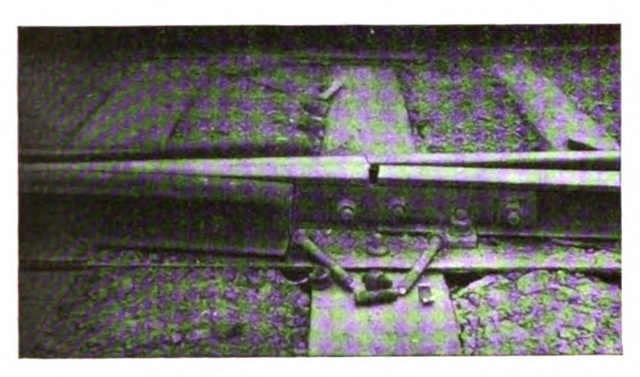


Abb. 1. Verlaschtes Herzstück.

Zudem ist das Herzstück bei Laschenverbindung in senkrechter Richtung zu wenig fest gelagert, es nickt unter der Einwirkung der darüber rollenden Räder und frißt sich an der Stelle des höchsten spezifischen Flächendruckes, also unter der Herzstückspitze, so stark in die Unterlagplatte ein, daß hier die Abnützung bis zum Durchbruch fortschreiten kann (Abb. 2).

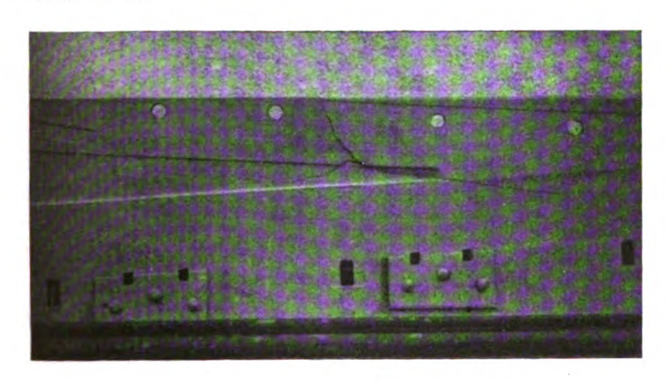


Abb. 2. Abgenützte Unterlagplatte.

Diese Mängel machen die Herzstücke zu Schmerzenskindern der Bahnunterhaltung.

Im Jahre 1924 wurden dank der Tatkraft des Präsidenten Kaeppel der Reichsbahndirektion Nürnberg und des Vorstandes des Reichsbahnbauamtes Nürnberg 2, Oberrat Wöhrl, im Rangierbahnhof Nürnberg die ersten größeren Versuche mit Thermitschweißung an freiliegenden Eisenbahngleisen in Angriff genommen. Der Gedanke lag nahe, das gleiche Schweißverfahren auch auf die Verbindung der Herzstücke mit den Anschlußschienen anzuwenden.

Die Lösung dieser Aufgabe bot jedoch Schwierigkeiten. Während bei gewöhnlichen Schienenstößen gleiche Querschnitte, bei Übergangsstößen ähnliche Querschnitte, in beiden Fällen aber nur je zwei Schienen von gleichem Baustoff durch die Schweißung miteinander zu vereinigen sind, handelt es sich bei der Herzstückschweißung um vier Stücke (ein Herzstück, zwei Anschlußschienen, eine Unterlagplatte) von sehr verschiedenen Querschnitten und aus wesentlich verschiedenen Baustoffen. Die Elektro-Thermit G. m. b. H., der die Ausführung der Versuchsschweißungen an den

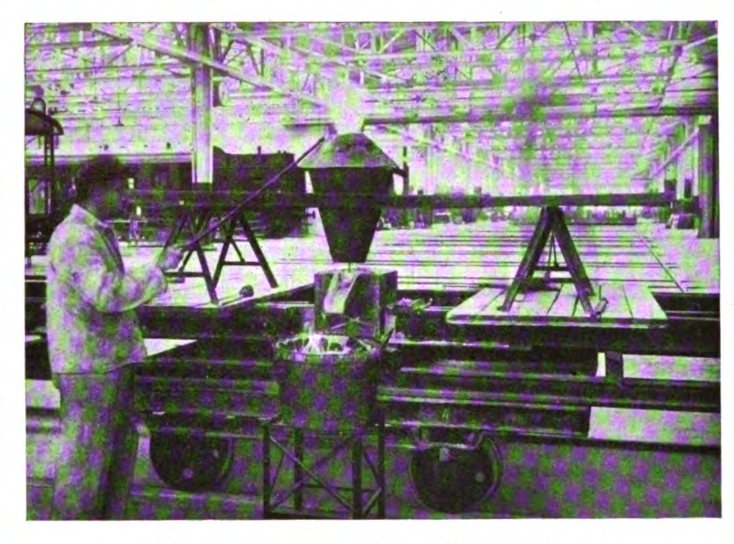


Abb. 3. Fahrbare Aufspannvorrichtung.

Gleisen des Nürnberger Rangierbahnhofs übertragen war, hatte deshalb zuerst Bedenken, entschloß sich aber dann doch auf die Anregung des Verfassers hin, eine Versuchsschweißung vorzunehmen. Zunächst wurde ein Herzstück mit behelfsmäßigen Mitteln geschweißt. Nach dem Gelingen dieses ersten Versuches ging das Reichsbahnausbesserungswerk Neuaubing zur planmäßigen Ausbildung des Verfahrens über.

Zur Schweißung eines Herzstückes der bayerischen Form IX wurde eine Schweißpackung von 17,5 kg Thermit mit 20% Schrottzusatz verwendet. Die Form des Schweißwulstes wurde hergestellt durch entsprechend gebogene Kästchen aus Eisenblech, die mit Formsand umstampft wurden und beim Guß mit dem Thermiteisen verschmolzen. Die Unterlagplatte wurde mit Formsand unterstopft, um ein Durchfließen des Thermiteisens zu verhindern. Zur Anwendung kam zunächst ein reines Zwischengußverfahren.

Die zu verschweißenden Herzstücke, Anschlußschienen und Unterlagplatten wurden samt den nötigen Geräten auf einer fahrbaren Aufspannvorrichtung untergebracht (Abb. 3). Diese Vorrichtung hat sich bewährt und wurde beibehalten.

Bereits die ersten Schweißungen lieferten gute Ergebnisse. Die weiteren Versuche strebten eine Verbesserung nach zwei Richtungen an:

1. Vermeidung der 18 mm breiten, weichen Zwischenschicht zwischen Herzstück und Schiene in der befahrenen Fläche.
2. Verbilligung des Verfahrens.

Bei den nach dem reinen Zwischengußverfahren verschweißten Herzstücken (Abb. 4) beträgt die Härte, in Festigkeitsziffern ausgedrückt, in den Herzstücken 78 bis 84 kg/mm², in den Anschlußschienen 66 bis 68 kg/mm², in der Zwischengußschicht nur etwa 53 kg/mm². (Mittelwerte aus mehreren Messungen.) Es lag die Befürchtung nahe, daß die ziemlich breite weiche Schicht in der befahrenen Fläche Anlaß zu Schlaglochbildungen bieten würde.

Wir versuchten, ducrh Einlegen von Stahlstücken in der Höhe der befahrenen Fläche, die mit dem Thermiteisen verschmolzen, Besserung herbeizuführen, erzielten aber keine befriedigenden Ergebnisse.

Deshalb wurde bei einigen Herzstücken der Versuch gemacht, durch Anwendung der bei Straßenbahnschienen üblichen kombinierten Schweißung die Breite der weichen Zwischenschicht auf ein geringeres Maß herabzudrücken. Bei diesem Verfahren wird bekanntlich zwischen die Schienenköpfe ein 3 mm starkes Weicheisenblech eingelegt. Schienenfuß und Schienensteg werden durch zwischengegossenes Thermiteisen miteinander verschmolzen, während der Schienenkopf durch die flüssige Schlacke auf Weißglut erhitzt wird. Unter starkem Druck in der Längsrichtung der Schienen tritt im Kopf eine reine Preßschweißung ein, bei der nach dem Erkalten das Zwischenblech eine weiche Übergangsschicht von nur 2½ mm Dicke bildet. Bei der Übertragung dieses Verfahrens auf die Herzstückschweißung benützten wir eine Vorrichtung, die es ermöglichte, das Herzstück gegen die beiden Anschlußschienen mit gleichem Druck zu pressen. Wir ermittelten als zweckmäßig eine Thermitportion von 13,5 kg mit 15% Schrottzusatz, eine Wartezeit von zwei Minuten von der Vollendung des Thermitgusses bis zum Anpressen des Herzstückes an die Anschlußschienen und einen Weg des Herzstückes von 3 mm.

Verschweißen von Herzstücken:

durch Zwischenguß mit Thermit | nach dem kombinierten Druck- und Thermitschweißverfahren | nach dem Zwischengußverfahren mit Lichtbogenauftrag

Zugfestigkeit in kg/mm²

Abb. 4. Bei den verschiedenen Verfahren gemessene Härten (in Festigkeitsziffern).

Die Härte in der Fuge ist mit etwa 41 kg/mm² noch geringer als beim Zwischenguß (Abb. 4). Da jedoch die weiche Übergangsstelle nur noch 2,5 mm breit ist, kann sie kaum Anlaß zu Schlaglochbildungen bieten. Einige nach dem kombinierten Verfahren geschweißte Herzstücke sind seit etwa drei Jahren in Weichen eingelegt und haben sich bisher gut bewährt. Das Verfahren ist aber etwas umständlicher als das reine Zwischengußverfahren.

Es wurde deshalb ein neues Verfahren erprobt, und zwar eine Vereinigung des Thermitzwischengusses mit elektrischer Lichtbogenschweißung. Die Thermitmenge wird derart bemessen, daß das Thermiteisen nur bis 15 mm unter die Fahrfläche des Schienenkopfes aufsteigt. Der freibleibende Rest der Stoßfuge wird mit Elektrode von hartem Stahldraht durch Lichtbogenschweißung aufgefüllt, solange das Herzstück und die Anschlußschienen rotglühend sind.

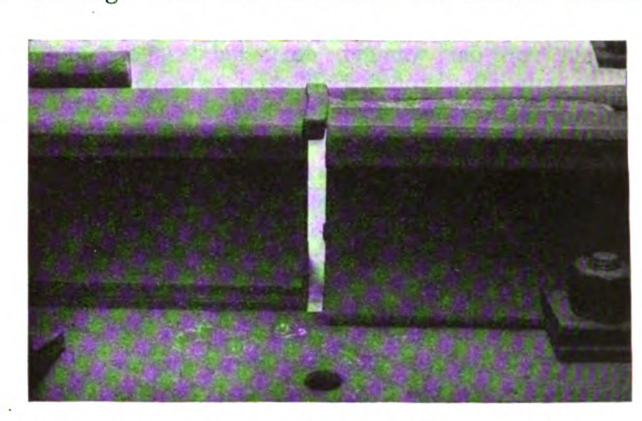


Abb. 5. Einlegen eines Kohlestückes vor dem Thermitguß.

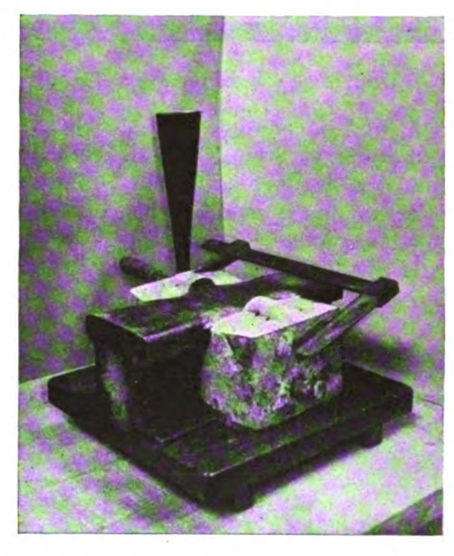


Abb. 6. Hilfsformen für den Schweißwulst.

Um die Stoßfuge in der gewünschten Höhe von Thermiteisen frei zu halten, wird vor der Schweißung ein entsprechend geformtes Stück Elektrodenkohle von 15 mm Höhe derart in die Fuge zwischen dem Herzstück und den Anschlußschienen eingelegt, daß ihre Oberfläche mit der Fahrfläche der Schienen abschneidet (Abb. 5). 15 Minuten nach dem Thermiteinguß wird der Formkasten abgehoben. Das Herzstück und die vorderen Enden der Anschlußschienen bleiben dabei in genügender Höhe mit heißem Formsand bedeckt. Die elektrisch auszuschweißende Fuge wird rasch von dem sie bedeckenden Sand frei gemacht, das eingelegte Kohlenstück herausgeschlagen, die Arbeit mit dem Lichtbogen beginnt. Das Schweißgut wird mehrere Millimeter über die

Höhe der Fahrfläche aufgetragen, so daß alle entstehenden Schlacken sich in dem Wulst sammeln, mit dem sie nach dem Erkalten abgehobelt werden. Der Schweißwulst bleibt nach der Schweißung frei von Sand und ist der Abkühlung durch die Luft ausgesetzt, während die übrigen Teile des geschweißten Stückes unter der Abdeckung mit heißem Formsand langsamer erkalten.

Als wichtig hat sich erwiesen, daß an den beiden Außenseiten der Schweißfuge Steiger angebracht werden, damit keine Luftblasen im unteren Teil des Thermiteingusses auftreten. Solange wir nur einen Steiger in der Mitte, also an der Stelle, wo die beiden Anschlußschienen zusammentreffen, anbrachten, wurden solche Luftblasen öfter beobachtet.

Mit Hilfe der Lichtbogenschweißung nach dem angegebenen Verfahren erreichen wir in der befahrenen Fläche zwischen den Anschlußschienen und dem Herzstück durchwegs eine Härte von 70 bis 78 kg/mm$^2$, im Mittel 74 kg/mm$^2$, in Festigkeitsziffern ausgedrückt (Abb. 4). Diese Härte bildet einen guten Übergang zwischen den Härten der Anschlußschiene und des Herzstückes.

An Thermit werden bei diesem Verfahren 14,5 kg mit 20% Schrottzusatz verwendet.

Einige Herzstücke wurden auch noch versuchsweise ihrer ganzen Länge nach durch Nahtschweißung mit Hilfe des Lichtbogens mit der Unterlagplatte verbunden. Dadurch soll neben einer weiteren Verbesserung der Verbindung erzielt werden, daß nicht Sand und Wasser zwischen das Herzstück und die Unterlagplatte gelangen und dort zerstörend wirken. Ob diese Maßnahme notwendig ist, kann erst die Erfahrung mehrerer Jahre lehren. Es ist wahrscheinlich, daß die Relativbewegungen zwischen Herzstück und Unterlagplatte und damit die Abnützung dieser beiden Bauteile bei geschweißten Herzstücken so gering sind, daß eine weitere Sicherung durch Nahtschweißung wegfallen kann.

Wie eingangs erwähnt, wurden bei den ersten Versuchsschweißungen Blechformen verwendet, die mit dem Thermiteisen verschmolzen. Diese Formen kamen auf die Dauer zu teuer. Ihre Einzelherstellung war mühsam und zeitraubend, als gepreßte Stücke waren sie von Privatlieferern auch bei Bezug in größeren Mengen nicht unter 1,40 *ℛℳ* für das Stück zu haben, so daß die beiden Kästchen für eine Schweißung bereits 2,80 *ℛℳ* kosteten. Auch schmolz das anfangs verwendete eiserne Eingußrohr jedesmal. Es mußte also für jedes Herzstück ein neues solches Rohr mit der nötigen Biegung hergestellt werden. Wir ließen deshalb Holzmodelle des Herzstückes mit dem Schweißwulst anfertigen (Abb. 6). An diese Holzmodelle werden seitlich kleine Formkästen aus Eisenblech angelegt, die mit Formsand ausgestampft die Form der Schweißwulste wiedergeben. Diese Hilfsformen werden seitlich von den Holzmodellen weggenommen und samt den Modellen für die Steiger und den Einguß an den entsprechenden Stellen des zu verschweißenden Herzstückes angebracht (Abb. 7). Sodann wird der äußere Formkasten darübergestellt, die kleinen Formkästen werden mit Formsand umstampft (Abb. 8). Für den Einguß wird ebenfalls ein Holzmodell statt des Rohres verwendet. Diese Art des Formens macht nicht mehr Arbeit, als die frühere, und die Kosten für Blechformen und Rohre fallen weg. Der Guß selbst wird sauberer als bei Anwendung von Blechformen.

Die anfangs aufgetretene Schwierigkeit, daß an der Übergangsstelle von der wagrechten zur senkrechten Fläche unmittelbar hinter dem Einguß Blasen auftraten, konnte dadurch überwunden werden, daß das Holzmodell des Eingusses eine geeignetere Form erhielt.

Bei dem neuen Formverfahren war es möglich, den äußeren Formkasten kleiner zu machen als früher. Dadurch wurde der Verbrauch an Formsand und Arbeitszeit herabgesetzt.

Abb. 3 stellt die ganze Vorrichtung fertig zum Guß dar. Der Gießtiegel ist über der Form angebracht. Ein Deckel dient zum Schutz gegen Herausspritzen von flüssigem Metall oder Schlacke. Die aus der oberen Öffnung des Deckels herausschlagende Flamme zeigt, daß die Zündung bereits stattgefunden hat, an die sich die aluminothermische Reaktion unmittelbar anschließen wird. Am unteren Ende des trichterförmigen Gießtiegels ist das Eisenstäbchen des Verschlusses zu erkennen, der zur Einleitung des Gusses mit Hilfe einer Eisenstange hochgedrückt wird. Der im Vordergrund stehende mit feuerfester Masse ausgekleidete Kübel hat die aus der Form überlaufende Schlacke aufzunehmen.

Die Kosten für Werkstoffe und Löhne ohne Zuschläge für allgemeine Unkosten betragen:

a) bei reiner Zwischengußschweißung

| | |
|---|---|
| Thermit | 33,81 *ℛℳ* |
| 6,75 Arbeitsstunden für die Schweißung | 5,47 „ |
| 3,40 Arbeitsstunden für Nacharbeit | 2,75 „ |
| zusammen | 42,03 *ℛℳ* |

b) bei Zwischengußschweißung mit Lichtbogenauftrag

| | |
|---|---|
| Thermit | 27,59 *ℛℳ* |
| 0,5 kg Schweißdraht | 0,64 „ |
| 2 kWh Schweißstrom | 0,20 „ |
| 7,25 Arbeitsstunden für die Schweißung | 5,87 „ |
| 3,00 Arbeitsstunden für Nacharbeit | 2,43 „ |
| zusammen | 36,73 *ℛℳ* |

Abb. 9 zeigt zwei Herzstücke, nach dem reinen Zwischengußverfahren verschweißt, im rohen Zustand unmittelbar nach Entfernung der Form (Abb. 10) ebenso ein mit Lichtbogenauftrag verschweißtes Herzstück.

Die verschweißten Herzstücke bewähren sich im Betrieb unter stärkster Beanspruchung durch schwere Züge mit schweren Lokomotiven vorzüglich. Sie zeichnen sich durch ihre ruhige Lage während des Befahrens aus. Das Nicken der Herzstückspitzen ist vollständig verschwunden. Dadurch wird die Unterlagplatte und das Kleineisen außerordentlich geschont, das feste Gefüge des Oberbaues bleibt erhalten, die Entgleisungsgefahr ist vermindert, der Stoffverbrauch verringert.

So wird die Herzstückschweißung von den Reichsbahnbauämtern lebhaft begrüßt als ein ausgezeichnetes Mittel, die Bahnunterhaltungskosten zu verringern und die Lebensdauer des Oberbaues erheblich zu verlängern. Die Abb. 11 und 12 stellen verschweißte Herzstücke dar, die seit mehreren Jahren in starkbefahrenen Weichen liegen.

Wie gut verschweißte Herzstücke und Schienenstöße auch außergewöhnlichen Beanspruchungen standhalten, zeigen die Abb. 13 und 14. Bei einer Entgleisung infolge des schlechten Schlusses einer Weichenzunge wurden die Anschlußschienen eines Herzstückes stark verbogen, verdreht und abgebrochen. Die sämtlichen Brüche erfolgten außerhalb der Schweißstellen. Auch die Schweißstelle des beteiligten Herzstückes blieb unversehrt, der Bruch erfolgte in einer Entfernung von etwa 50 cm von der Schweißstelle.

Aus Abb. 15 ist zu ersehen, wie man sich in solchen Fällen auch bei thermitgeschweißten Schienen- und Herzstücken rasch helfen kann. Die gebrochene Schiene wurde mit dem Brenner abgeschnitten, es wurden zwei Laschenlöcher gebohrt, und so konnte innerhalb ganz kurzer Zeit behelfsmäßig eine Ersatzschiene angelascht werden.

Wie bei allen Schweißungen bildet aber auch hier sorgfältige Arbeit gewissenhafter Schweißer die Voraussetzung für das Gelingen und die Bewährung. Vor allem darf an der

Zusammensetzung des Schweißgemenges nichts geändert werden. Die Mißachtung dieser selbstverständlichen und auch durch das Lieferwerk immer wieder eingeschärften Vorschrift führte bei uns zu einer Fehlschweißung mit Bruch der Schweiß-

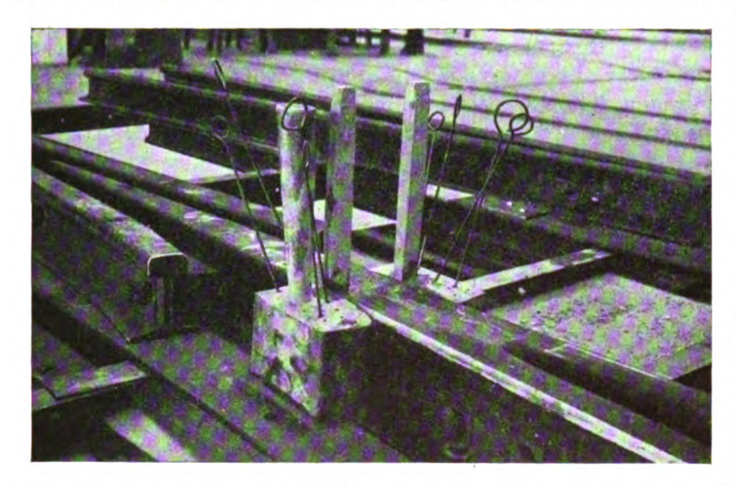


Abb. 7. Anbringen der Hilfsformen, des Eingußmodelles und der Steigermodelle am Herzstück.

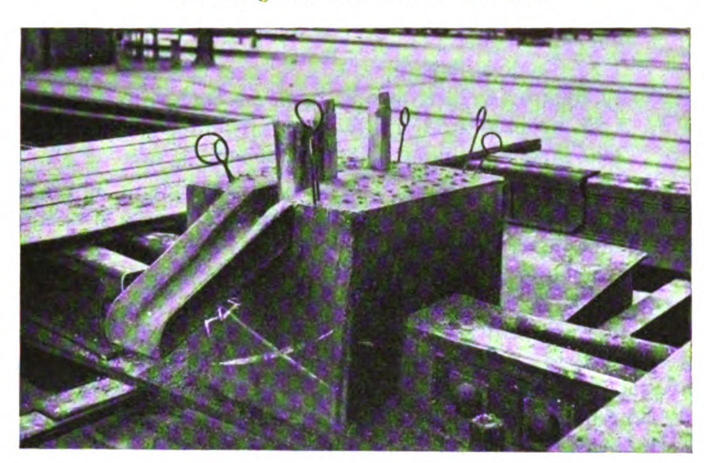


Abb. 8. Schweißstelle fertig eingeformt.

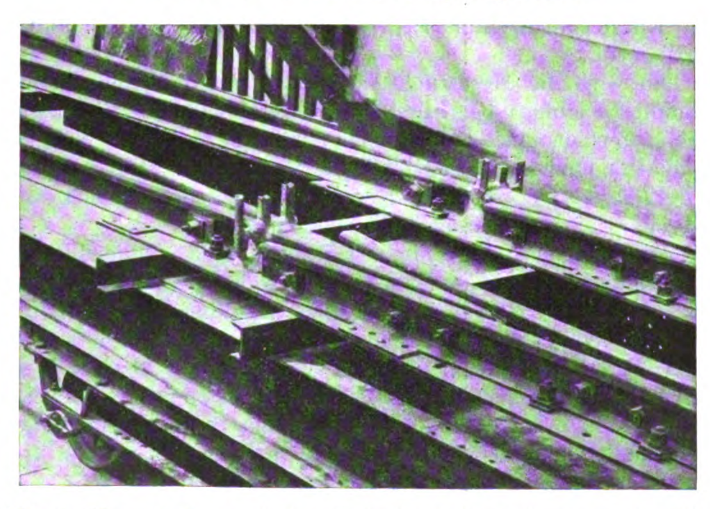


Abb. 9. Herzstücke, nach dem Zwischengußverfahren verschweißt, im Rohzustand.

stelle (Abb. 16). Die Untersuchung ergab, daß zufällig keine Schweißpackung der richtigen Größe vorrätig gewesen war, und daß infolgedessen der Schweißer von anderen, größeren Schweißpackungen Teilmengen hinweggenommen und zu einer Schweißportion des von ihm gewünschten Gewichtes vereinigt hatte. Nun tritt aber durch das Schütteln beim Bahnversand innerhalb der einzelnen Säckchen eine Entmischung des Gemenges ein, das leichtere Aluminium lagert sich oben, der schwere Zunder unten. Der Schweißer hatte also mit einer gänzlich fehlerhaften Mischung gearbeitet.

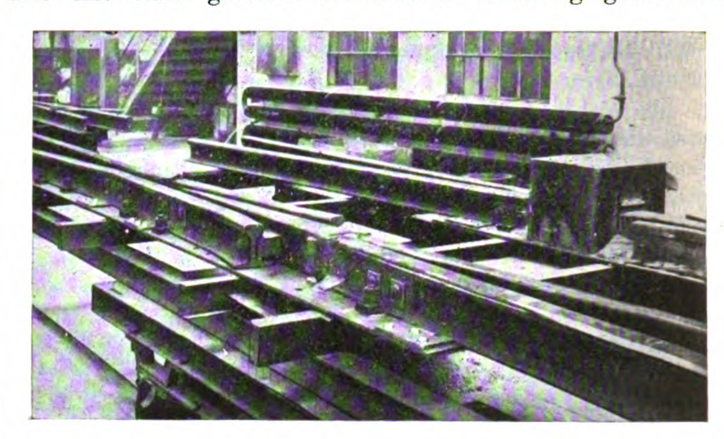


Abb. 10. Herzstück, nach dem Zwischengußverfahren mit Lichtbogenauftrag verschweißt, im Rohzustand.

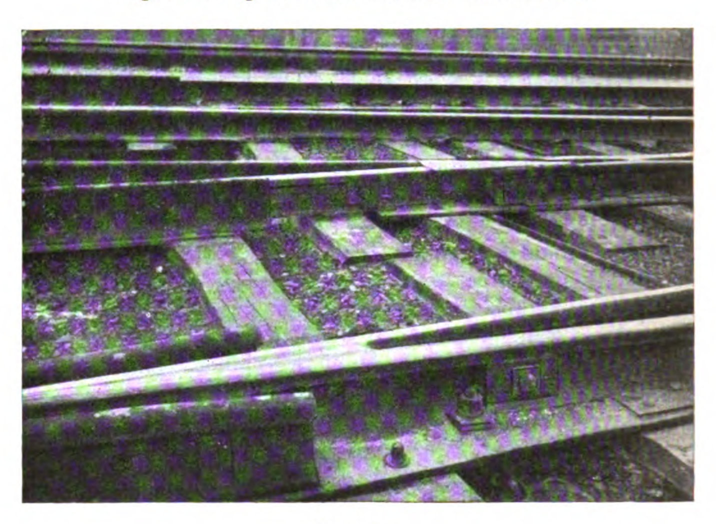


Abb. 11.
Verschweißtes Herzstück, seit drei Jahren befahren.

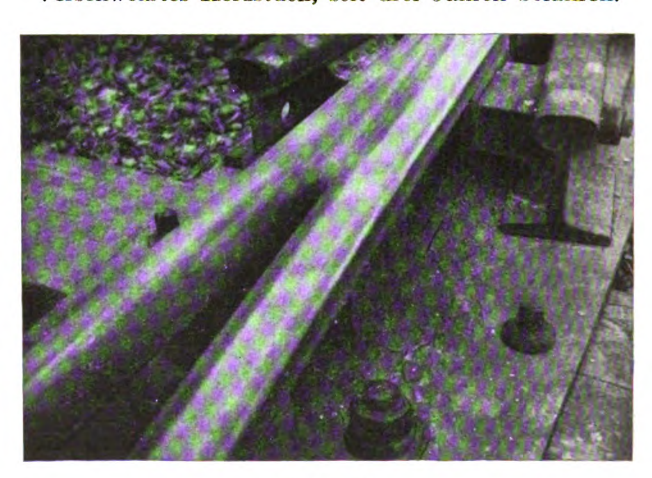


Abb. 12.
Verchweißtes Herzstück, seit drei Jahren befahren.

Weiterhin ist es von Vorteil, wenn bei Schienenschweißungen kein Laschenloch innerhalb des Thermiteisenwulstes liegt. Sind bei Verwendung von Altschienen solche Laschenlöcher vorhanden, so füllt man sie zweckmäßig vor der Schweißung durch Einschlagen eines Eisenbolzens aus.

Die Herzstückschweißung ist eine ausgesprochene Werk-

stattarbeit, schon wegen der Bearbeitung nach dem Guß, zu der Werkzeugmaschinen notwendig sind.

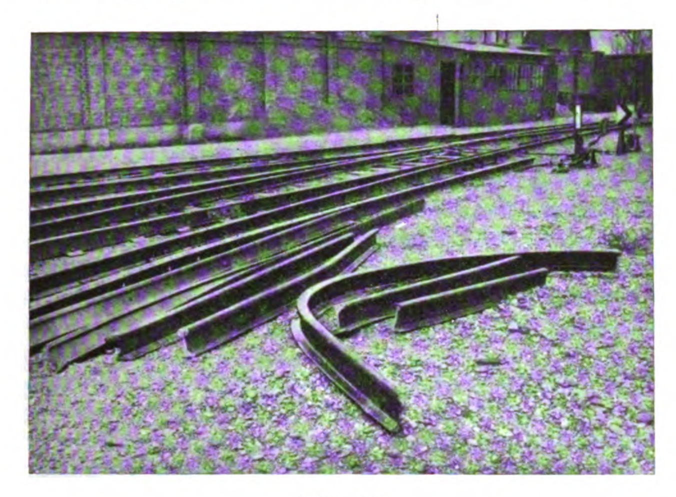


Abb. 13.
Bei einer Entgleisung beschädigte Schienen.

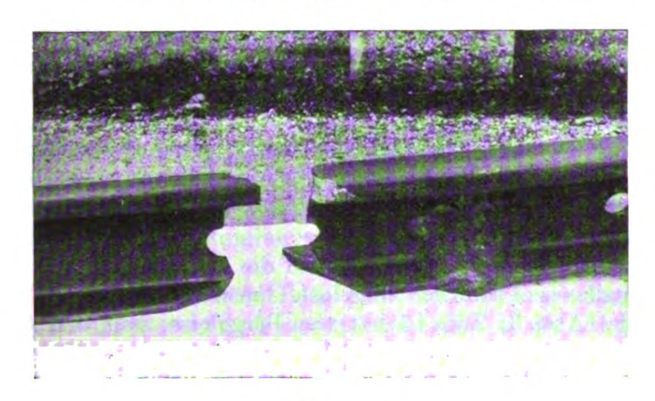


Abb. 14.
Bruch einer geschweißten Schiene bei einer Entgleisung.

Im RAW Neuaubing wurden bisher 650 Herzstücke verschweißt.

Das neue Verfahren bedeutet zweifellos eine wertvolle Verbesserung des Oberbaues in allen Eisenbahnnetzen, die stahlgeschmiedete Herzstücke verwenden. Durch vergleichende Versuche sollte noch festgestellt werden, ob solche ver-

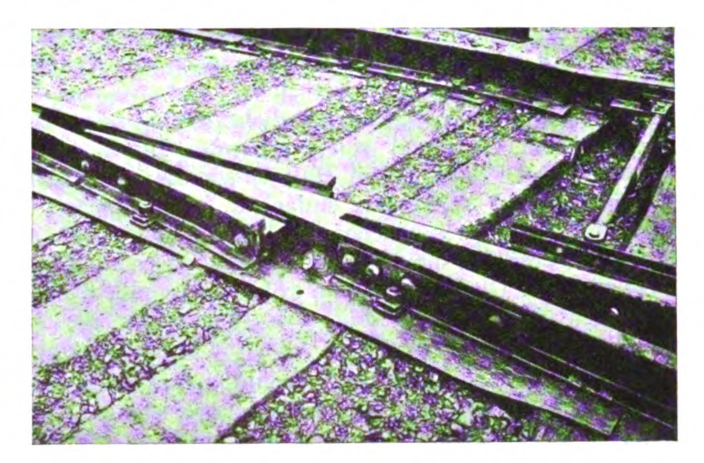


Abb. 15. Notverlaschung einer Anschlußschiene, die bei einer Entgleisung gebrochen war.

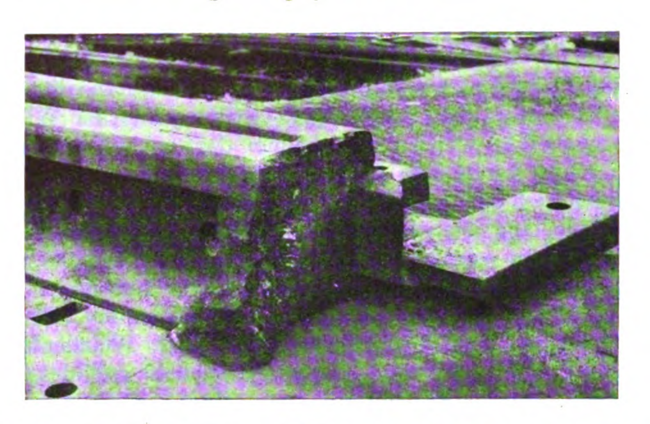


Abb. 16. Fehlschweißung infolge der Verwendung von entmischtem Thermit.

schweißte Herzstücke nicht auch den Vorzug verdienen vor den Weichenbauarten mit aneinander geplatteten Schienen, die gerade in der Nähe der Spitze, also an stärkst beanspruchter Stelle, geteilt und dadurch geschwächt sind.

## Zur Spitzenentwicklung an Ablaufbergen.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Bäseler** und Ing. **Overbeck.**

Hierzu Tafel 12 und 13.

Kürzlich hat Dr. A. Baumann eine Studie*) über die Spitzenentwicklung an Ablaufbergen veröffentlicht, der durchaus zuzustimmen ist. Er schlägt vor, die getrennten Weichenkreuze vor und hinter dem Gipfel, in denen die Gleise bislang zusammen- und wieder auseinanderlaufen, zu einem einzigen Weichenkreuz unterhalb des Berges, also erst in der Steilrampe zu vereinigen. Er gewinnt damit vier unabhängige Berge; dadurch sinken die Zeiten für das Beifahren und damit die Pausen zwischen dem Ablauf zweier Züge. Die Bedeutung dieser Pausen für die Leistung hat Frohne**) sehr nachdrücklich unterstrichen. Baumanns Überlegungen sind nachstehend noch in einigen Richtungen weitergeführt. Abb. 1, Taf. 12 zeigt seinen Vorschlag maßstäblich.

Zunächst eine Frage: Warum überhaupt ein Weichenkreuz und zwei Stammgleise? Baumann stellt fest, daß die Scheidung in Winter- und Sommerberg bei Gleisbremsen doch fortfällt. Also geht es mit einem Stammgleis ebenso gut. Es spart häufig Entwicklungslänge und Bremsen. Doppelablauf scheidet doch aus, und als Reserve kann man das zweite Stammgleis auch nicht betrachten, es sei denn für den unwahrscheinlichen Fall, dass eine Entgleisung hart unter dem Gipfel eintritt. Auch bei einem Stammgleis kann man die Vereinigungsweichen über den Berg ziehen.

Der Verfasser hat vor einiger Zeit Studien über die systematische Bündelung der Richtungsgruppe veröffentlicht. Diese sollen nun mit Baumanns Vorschlag vereinigt werden.

12 Abdrückgleise sollen in 32 Richtungsgleise übergehen. Wir haben drei Zonen zu unterscheiden:

Vom Merkpfahl bis zum Gipfel — Beifahrzone.

Vom Gipfel bis zur Gleisbremse — Gefällstrecke.

Von der Gleisbremse bis zum Merkpfahl — (hauptsächliche) Weichenzone.

Die Längen der drei Zonen sind immer im Mittel gerechnet. Ihre Summe gibt die Gesamtlänge. Die Beifahrlänge muß kurz sein, wegen des Zeitgewinns, die Weichenzone auch, wegen der hinter der Bremse stark unterschiedlichen Geschwindigkeiten der Wagen. Die Gefällstrecke

*) Organ 1927, Heft 21.
**) Organ 1927, Heft 13 und 14.

kann Länge am ersten ertragen, nur muß sie schnell durchlaufen werden, alsomit dem bekannten Steilgefälle beginnen. Häufig kann man eine Zone auf Kosten der anderen verkürzen; die Studien bringen dafür manches Beispiel. Was im gegebenen Fall das Beste ist, mag man nach den Betriebsverhältnissen entscheiden.

Die Gesamtlänge muß auch möglichst gering sein. Geht man von einem Gleisband von bestimmter Breite auf ein anderes über, so ist bei 190 m Halbmesser die Gesamtlänge nach einem früher gegebenen einfachen, geometrischen Zusammenhang*) im wesentlichen bestimmt; sie ergibt sich (und zwar theoretisch) nicht nur im Mittel, sondern als Höchstmaß bei 12 auf 32 Gleisen zu 267 m, wobei zwei gerade Strecken eingerechnet sind, nämlich eine von 10,50 m für die Ausrundung am Gipfel und eine von 15 m für die Gleisbremsen.

Es kann nicht nachdrücklich genug darauf hingewiesen werden, wie wichtig die regelmäßig unterschätzten, geometrischen Beziehungen am Ablaufberg sind. Wenn im folgenden gezeigt wird, daß z. B. bei der Gleisentwicklung in Hamm, bei der doch gewiß eine kurze Weichenentwicklung erstrebt wurde, über 3 km nutzbare Gleislänge gewonnen werden können, so kann man sich vorstellen, wieviel verloren geht, wo dieses Ziel nicht besonders berücksichtigt wird.

Zur Platzersparnis führen gewisse Grundsätze, die schon früher**) unter der Bezeichnung „Ökonomie der Winkel“ zusammengefaßt wurden. Vor allem darf ein entscheidender Bogen nicht durch eine Gerade unterbrochen werden, dann verkürzen sich alle an ihm hängenden Gleise um so viel, als die Gerade lang ist. Liegt an der Spitze einer Gruppe von 32 Gleisen eine vermeidbare Gerade von 20 m Länge, so hat man 32.20 = 640 m nutzbare Gleislänge verloren. Von größter Bedeutung sind an den entscheidenden Punkten Doppelweichen und Vierwegeweichen. Die Weichenkreuze enthalten, wenn sie aus Kreuzungsweichen gebildet sind, schädliche, gerade Längen, die auch bei Steilweichen noch erheblich sind.

Bei Baumanns Vorschlag kommt die Beifahrzone auf 69 m. In Hamm ist sie 106 m, die Gefällstrecke 130 m und die Weichenzone 114 m, die Gesamtlänge also 106 + 130 + + 114 = 350 m, das wären 83 m mehr als unbedingt erforderlich.

### Entwicklungen mit einem Stammgleis
(Abb. 2 bis 5, Taf. 12).

In Abb. 2 bis 4, Taf. 12 ist die Gesamtlänge fast gleich, nämlich 272 bzw. 271 m, ebenso die Beifahrzone mit 61 bzw. 57 m. Hingegen hat Abb. 2, Taf. 12 eine um fast 20 m längere Weichenzone als Abb. 3 und 4, Taf. 12.

In Abb. 2, Taf. 12 ist hauptsächlich mit Doppelweichen entwickelt. Je eine Doppelweiche bildet die Spitze der Zusammenführung und Trennung. Die erstgenannte liegt unter dem Gipfel, man hat also drei Ablaufberge und drei Gleisbremsen. Die Entwicklung der Richtungsgruppe ist noch ziemlich spitz, was die lange Weichenzone erklärt.

Abb. 3, Taf. 12 hat statt der Doppelweichen Vierwegeweichen; sie hat dementsprechend vier Berge und vier Bremsen. Die ungemein klare Entwicklung namentlich der Richtungsgruppe zeigt eindringlich die Überlegenheit der Vierwegeweiche.

In Abb. 4, Taf. 12 ist eine Gleisbremse gespart und doch eine kurze Weichenzone erzielt; aber die Entwicklung ist weniger klar und gefällig.

Weit überlegen ist Abb. 5, Taf. 12. Hier liegen alle Zusammenführungsweichen im Gefälle, es haben also alle zwölf Abdrückgleise ihren eigenen Berg und die Länge der Beifahrzone ist 0,0 m. Die Gesamtlänge ist nur 253 m, womit — durch etwas Vorziehen oder Zurücksetzen der Seitengruppen — im Mittel sogar das theoretische Kleinstmaß unterschritten ist. Die Weichenzone ist mit 91 m auch sehr kurz, die Gefällstrecke mit 162 m naturgemäß etwas länger, was aber wohl kaum von Nachteil ist. Der Gewinn an nutzbarer Gleislänge ist gegenüber Hamm (350 bis 253) 32 = 3104 m.

Es soll nicht verkannt werden, dass in allen Beispielen, wie schon bei Baumann, die Lage des Gipfels so nahe an den Weichen gewisse bauliche Maßnahmen und Besonderheiten des Ablaufbetriebes verlangt. Man wird die Gleise so einbetten müssen, daß die Leute nicht über die Schienen stolpern können. Rangierzettelverfahren ist nötig. Auskuppeln muß man vorher. Die Züge können auch nicht immer von vornherein bis an den Merkpfahl fahren.

### Entwicklungen mit zwei Stammgleisen (Abb. 6, Taf. 12 und Abb. 1 bis 4, Taf. 13).

Entwicklungen mit zwei Stammgleisen sind teurer und meist etwas länger, geben aber u. U. weniger Krümmungen.

Abb. 6, Taf. 12 beruht auf dem Weichenkreuz als Knotenpunkt. Trotz Anwendung von Steilweichen ist die Gesamtlänge mit 277 m größer als bei allen anderen Beispielen. Die Krümmungsverhältnisse sind recht ungünstig. Vier Berggleise.

In Abb. 1, Taf. 13 sind die unteren Kreuzungsweichen in einfache Weichen aufgelöst. Die Gleise laufen zügiger. Vier Berggleise.

Abb. 2, Taf. 13 zeigt im Knotenpunkt eine doppelte Kreuzungsweiche (Steilweiche). Die Entwicklung wird schlank, aber spitz; die Weichenzone ist mit 99 m ziemlich lang. Sechs Berggleise.

In Abb. 3 und 4, Taf. 13 sind die Kreuzungsweichen des Weichenkreuzes sämtlich aufgelöst. Der Gleisverlauf wird noch zügiger. Abb. 3, Taf. 13 hat vier Berggleise, von den Gleisbremsen liegen zwei innerhalb der Weiche, um an Länge zu sparen. Mit der Wirbelstromgleisbremse ist das ausführbar.

Abb. 4, Taf. 13 stellt infolge starker Verwendung von Vierwegeweichen wieder einen sehr günstigen Grenzfall dar. Es laufen acht Gleise über den Berg; die Gesamtlänge liegt mit 265 m noch unter dem theoretischen Kleinstmaß, die Beifahrlänge ist mit 30 m sehr kurz, die Weichenzone mit 85 m desgleichen; die Krümmungsverhältnisse sind sehr günstig, das Gesamtbild besonders klar.

### Andere Lösungen.

In ähnlicher Weise kann man Gleisentwicklungen bei anderen Gleiszahlen lösen. Als Beispiel diene die von Dr. Baumann vorgeschlagene Verbesserung des östlichen Ablaufberges in 0. Der Berg ist in Abb. 5, Taf. 13 mit Vierwegeweichen entwickelt. Ein Vergleich ergibt:

| | Bestehender Zustand | Vorschlag Baumann | Vorschlag mit Steilweichen |
|---|---|---|---|
| Beifahrlänge . . . . . . | 136 | 43 | 0 |
| Berggleise . . . . . . . | 2 | 4 | alle 8 |
| Gewinn an nutzbarer Gleislänge . . . . . . | — | 736 | 912 |

Wenn vorstehend immer auf kurze Beifahrlänge gezielt ist, so liegt doch die Aufgabe, die Pausen abzukürzen, deren Bedeutung Frohne zuerst deutlich aufgezeigt hat, im ganzen viel allgemeiner, als sie gewöhnlich gefaßt wird, weil wir nur mit den vorhandenen, baulichen Mitteln zu rechnen pflegen. Eine sehr bedeutsame Lösung wird z. Z. in Dresden-Friedrichstadt ausgeführt. Auf diesem Gefällsbahnhof werden die heraufgeschleppten Züge nach Abkuppeln der Schlepploko-

*) Organ 1927, Heft 16.

**) „Verkürzte Weichenstraßen“, Sonderheft des V.D.I. 1925, Seite 229.

motive an ein Seil gehängt, das von einem Antrieb abläuft, der elektrisch gebremst werden kann. Man gewinnt so die Möglichkeit, die Abrollgeschwindigkeit des Zuges genau zu regeln, und zwar so, dass eine eingestellte Geschwindigkeit genau beibehalten wird, ferner wird elektrische Arbeit gewonnen und man spart die Bremser. Im Notfall läßt sich der Zug mit dem Seil auch antreiben. Da sich die vier Abrollgleise ohne Einschnürung in die Richtungsgleise verzweigen, kann der nächste Zug schon langsam in Gang gesetzt und unmittelbar ablaufbereit gemacht werden, während der erste noch läuft. Die Durchführung der Seile ist wegen der vorhandenen Krümmungen nicht ganz leicht; doch darf erwartet werden, daß die Anlage die gestellte Aufgabe durchaus löst.

Daß man auch Zulaufbremsen für die Regelung der Zuggeschwindigkeit verwenden kann und daß es dafür nicht nötig ist, an der eingebürgerten, starren Trennung zwischen Gefällsbahnhof und Flachbahnhof festzuhalten, hat schon Frölich gezeigt. Es genügt, wenn die Abrollgleise im Gefäll liegen. Derartige Anlagen sind z. Z. im Entstehen. Für die Gleisbremsen ist es in diesem Falle wünschenswert, daß sie eine eingestellte Geschwindigkeit unabhängig vom Druck des Zuges und dem Gewicht der gerade auf ihnen stehenden Wagen einhalten können.

In Dresden-Friedrichstadt wird der Zeitgewinn, entsprechend den eingangs erwähnten Baumannschen Grundsätzen, zunächst auch dadurch ermöglicht, daß jedes der vier Gleise seinen eigenen Ablaufpunkt hat. Es ist eine naheliegende Frage, ob nicht auch für Fälle, in denen die Einschnürung auf zwei oder ein Berggleis vorhanden ist, technische Mittel gefunden werden können, um die Ablaufpausen zu verringern.

Wir stellen auf dem Berg beiderseits eine gewöhnliche, offene Rangierwinde auf, deren Seile seitlich der Abdrückgleisgruppe durch eine endlose Kette je nach den Verhältnissen auf 150 bis 300 m ausgezogen werden können. Wenn dann die drückende Lokomotive bis an diese Stelle gekommen ist, wird das Seil quer herübergetragen und angehängt, worauf es den Rest über den Berg zieht. Währenddem fährt die Lokomotive zurück und setzt sich vor einen neuen Zug. Namentlich dann, wenn der Ablauf aus örtlichen Gründen nicht sehr schnell geht, kann auf diese Weise erheblich an Zeit gespart werden. Zu Zeiten, wo das Geschäft weniger drängt, wird man die Winde, deren Bedienung immerhin einen Mann kostet, nicht benutzen; aber in Zeiten der Hochspannung ist sie ein billiges Hilfsmittel und ersetzt eine (nicht ausgenutzte) Maschine. Seilkräfte von 2 bis 3 t machen auch bei seitlichem Angriff am Wagen keine Schwierigkeit. Allerdings ist Voraussetzung, daß der Berg möglichst geringe Gegensteigung hat und die letzte Strecke bis zum Berg möglichst wagerecht, besser noch 1:400 bis 1:600 geneigt ist.

Wenn die eingleisige Einschnürung eine gewisse Länge hat, wird häufig das Bedürfnis auftreten, mit der Bewegung des nächsten Zuges schon zu beginnen, wenn der erste noch läuft. Man wird sogar den Wunsch empfinden, mit dem zweiten Zug unmittelbar an den ersten, noch laufenden anzufahren, so daß, wenn die übrigen Vorbedingungen erfüllbar sind, ein buchstäblich ununterbrochener Ablauf entsteht. Diese Bewegung setzt allerdings, trotz der geringen Geschwindigkeiten, eine sehr sichere Verständigung und Beherrschung der Lokomotive voraus, die mit den gewöhnlichen Mitteln nicht gewährleistet werden kann. Hingegen ist sie ohne weiteres und mit Sicherheit ausführbar, wenn man die Lokomotive für Fernbedienung einrichtet und vom Ablaufberg aus steuert. Das ist heute bei geeigneten Lokomotiven weder eine technische noch eine wirtschaftliche Schwierigkeit. Außer drahtloser Steuerung, die der Verfasser*) früher beschrieben hat, kommt auch elektrische Oberleitung (Gleichstrom) in Frage, wobei die zugeführte Spannung von außen geregelt wird.

Bequemer und einfacher als die Winde ist eine Zulaufbremse. Sie setzt voraus, daß der letzte Teil der Abdrückgleise in genügendes Gefälle gelegt wird. Als gute Regel gilt 1:100; hier genügt allenfalls 1:150, weil kein Zug von selbst anfahren muß. Läßt man die Abdrückgleise vorher mit 1:400 — auch etwas mehr wäre wohl zulässig — steigen, so wird man in vielen Fällen die nötige Höhe gewinnen. Man speichert hier beim Einfahren in die Gleise schon Arbeit, die man nachher benutzt, um einen Teil der Bewegung selbsttätig ablaufen zu lassen. Die Bedingungen und Möglichkeiten sind im übrigen dieselben wie bei der Winde, die Lokomotive fährt schon zurück, sobald der Zug von selbst zu laufen beginnt, und setzt sich vor den nächsten Zug. Auch hier können die Züge bei ferngesteuerten Lokomotiven in vollkommen ununterbrochenem Flusse ablaufen.

*) „Ziele und Wege der Verschiebetechnik", Organ 1926, Heft 12.

## Die Ausdehnung der Schienen durch die Wärme.

Von Ing. **J. Nemcsek**, Budapest.

Die Stoßlücke ist die wahre Achillesferse eines jeden Oberbaues, und es ist nicht nötig, wiederholt zu beweisen, daß die meisten schädlichen Erscheinungen am Oberbau — ja auch einige am Unterbau — auf die Stoßlücken zurückzuführen sind.

Die Stoßlücken wurden für jede Schienenlänge berechnet, und man nahm bisher für die erforderliche Stoßlücke einer Schiene von 1 Meter $h = 0.012\ 1\ t^0$ Millimeter an, wenn t die Temperaturdifferenz der größten Schienenerwärmung und Schienenabkühlung in Graden der hundertteiligen Skala bedeutet.

Beim Eisenbahnoberbau macht sich besonders in den letzten zehn Jahren ein Streben bemerkbar, die Stoßlücken kleiner zu bemessen, als sie nach dieser theoretischen Formel ausfallen würden. Hierzu reizten die Erfahrungen, die man bei innerstädtischen Bahnen sammelte und insbesonders befriedigende Versuche, die mit geschweißten Schienen angestellt wurden. Andrerseits aber betonte man besonders von theoretischer Seite her, daß die Ausdehnung eine Naturkraft sei, der man straflos keine Gewalt antun kann, und es wurden sogar Stimmen laut, die mit einer, die Lufttemperatur übersteigenden Schienentemperatur die Gemüter — nicht ganz ohne Berechtigung — ängstigten.

Es wurde von zuständiger Seite der Frage der Lücken große Aufmerksamkeit gewidmet und mehrere amtlich angestellte Versuche beweisen, daß die Lückensumme einer Strecke weniger ausmacht als die obige Formel ergibt; insbesonders gilt das von Langschienen.

Betrachten wir die Frage der gehemmten Schienenausdehnung theoretisch und berechnen wir die gehemmte Ausdehnung selbst.

Gehen wir aus von einer Langschiene mit der Länge 2 l die in eine Strecke gleichlanger Schienen eingebaut ist; Befestigung, Bettung, Lücken seien überall gleich, Schienenwanderung und Ausknickungsgefahr sei nicht vorhanden.

Ist die Schiene bei $t_0^0$ spannungslos und kann sie sich nicht ausdehnen, so entsteht in ihr bei $t_1^0$ eine Spannung von der Größe $\alpha\, E\, (t_1 - t_0)$. Wenn der Temperaturunterschied einfach mit „t" bezeichnet wird, so ist die gesamte Kraft, die in der Schiene und in jedem ihrer vollen Querschnitte ($F\ cm^2$) wirkt $p = \alpha\, EFt$ kg. Hierin bedeutet $\alpha$ die Dehnungsziffer (etwa

0,000012), E das Elastizitätsmaß = 2200000 kg/cm². Die Kraft, die ein prismatischer Stab bei vollkommen gehemmter Wärmelängsausdehnung auf die hemmenden Widerlager ausübt, ist bekanntlich unabhängig von der Länge des Stabes. Es entsteht so auch nur dieselbe Spannung in einer einzelnen Schiene, wenn sie in der Ausdehnung vollkommen gehemmt ist, wie in einem durchgeschweißten Strang zwischen zwei Stationen.

Es wirkt aber der in jedem Querschnitt der Schiene gleichen Ausdehnungskraft die Reibungskraft entgegen, welche jeder Bewegung der Schiene Widerstand leistet. Um den Einfluß des Reibungswiderstandes verfolgen zu können, nehmen wir zuerst an, daß die Langschiene bloß mit ihrem Gewichte, im übrigen aber frei auf einer durchgehenden Stahlunterlage aufruhe, also ohne Befestigungsmittel.

Die Reibungskraft, die der freien Ausdehnung entgegenwirkt, ist für den lfd. Meter $f F \varrho$, wo f die Reibungsziffer ist und $\varrho$ das Gewicht von 100 cm³ der Schiene.

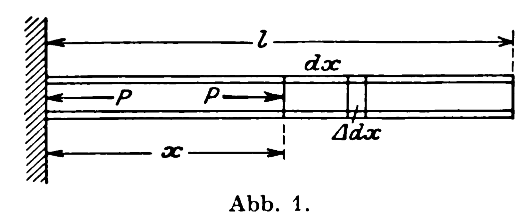



Abb. 1.

Die Ausdehnungskraft P muß bei einem Schienenelement dx (s. Abb. 1) in der Entfernung x von der Mitte, das als eingespannt gedacht werden kann, zufolge den anfangs gemachten Bedingungen die Reibungskraft $P^1 = (l-x) F \varrho f$ erst überschreiten und dann erst kann eine Ausdehnung, verursacht durch die Kraft $(P - P^1)$ entstehen.

Die Ausdehnung des Elements dx selbst ist

$$\Delta dx = \frac{dx}{EF}(P - P^1) = \alpha t\, dx - \frac{1}{E}(l-x)\varrho f\, dx.$$

Da eine Überlagerung der Bewegungen bei dem Ausdehnungsvorgang durchaus möglich erscheint, bekommt man die Gesamtausdehnung des Stückes x der Schiene zu

$$k_x = \int_0^x \Delta dx \text{ oder}$$

$$k_x = \alpha t x - \frac{\varrho f l x}{E} + \frac{\varrho f x^2}{2E} \quad \ldots \ldots \quad 1)$$

Das Ende der symmetrisch sich ausdehnenden Schiene von der Länge 2 l bewegt sich um den Betrag

$$k_l = \alpha t l - \frac{\varrho f l^2}{2E} \quad \ldots \ldots \quad 2)$$

Bei diesen Formeln fällt zunächst auf, daß die durch Reibung gehemmte theoretische Schienenausdehnung ebenfalls proportional der Temperatur ist. Mehrere verschiedentlich angestellte Versuche sprechen nicht gegen diese Behauptung, und wo das Gegenteil zu vermuten wäre, dort ist eigentlich einer der Beiwerte f oder $\varrho$ veränderlich, bei fortschreitender Ausdehnung.

Betrachtet man t und die Schienenlänge l als Parameter, x dagegen als unabhängige Veränderliche, so stellt Gleichung 1) eine Parabelschar dar, Gleichung 2) ebenfalls eine Schar von Parabeln, wobei der Grenzwert des Parameters unabhängige Veränderliche wird. Die Hauptachse der Parabeln ist die x-Achse.

Ist von der Zusammenziehung einer spannungslosen Schiene die Rede, ebenfalls unter den eingangs genannten Umständen, so gelten wieder die Formeln 1) und 2). Die Auffassung, daß die Reibung auf die Spannung der Schiene einen entlastenden Einfluß ausüben kann, nachdem die Lücken ihre größtmöglichen Maße erreicht haben und die Schienenenden daher im straff gespannten Gleise feststehen, ist selbstredend irrtümlich, da die Reibung nur eine passive Kraft ist und im ruhenden System nicht auftritt. Bei der Abkühlung einer Schiene mit festgehaltenen Enden entsteht zwar eine ganz bedeutungslose Verminderung der Querschnittsfläche, aber die Querschnitte selbst sind unbeweglich, und es wird auch die Elastizitätsgrenze bei vollkommen homogenem Material, gleichem Querschnitt und bei vollkommener zentrischer Festhaltung der Enden durch reine Zugkräfte, überall entlang der Länge 2 l, gleichzeitig erreicht. Wenn also die größten Lücken erreicht sind, ist bei weiterer Abkühlung mit der ganzen zusätzlichen Spannung $\alpha E t$ zu rechnen.

Ist die Reibungskraft P bei einer gewissen Schienenlänge (vom frei beweglichen Schienenende her gerechnet) gleich der Ausdehnungskraft, so kann die Schiene sich von diesem Punkte bis zur Schienenmitte (und ebenso in der anderen Spiegelhälfte der Schiene) nicht mehr ausdehnen. Wenn wir die Strecke $(l-x)$ der Abb. 1 mit z bezeichnen, so ist der angedeutete Fall durch die Gleichung $\alpha E F t = z_0 F \varrho f$ bestimmt, woraus die „Atmungslänge" eines Schienenendes errechnet werden kann. Es ist $z_0 = \frac{\alpha E t}{\varrho f}$ . . . . . . . . 3)

So ist z. B. die sich dehnende Länge bei einem guten, schweren Oberbau mit Eisenschwellen in Steinschlag, wo $\varrho f$ ungefähr 20 ist, bei 40° über die Verlegungstemperatur 52,0 m. Bei 20° Temperaturzunahme und 20° Temperaturverminderung (vom spannungslosen Zustand, der Verlegungstemperatur an gerechnet), d. h. bei einer gesamten Temperaturschwankung von 40°, bewegt sich eine solche Langschiene an ihrem Ende nur in einer Länge von höchstens 26 m; hierbei beträgt die größte Lückenänderung gemäß der nachfolgend abgeleiteten Formel 5) nur $4 \frac{\alpha^2 t^2 E}{2 \varrho f} = 12{,}7$ mm.

Die Formel 1) und 2) gelten nur, wenn $l < z_0$ ist, weil die Reibungskraft $(P^1)$ keine aktive Kraft ist. Wir können zweckmäßig einen etwas verschiedenen Weg zur Gewinnung einer Ausdehnungsformel einschlagen, indem wir direkt die Ausdehnung eines Teiles der Schiene von dem frei beweglichen Ende her berechnen mit den Bezeichnungen der Abb. 2. Es sind in diesem Falle $P = \alpha E F t$, $P^1 = z F \varrho f$. Nach den gleichen Überlegungen wie bei Gleichung 1) erhalten wir

$$k_z = \int_0^z \Delta dz = \alpha t z - \frac{\varrho f}{2E} z^2 \quad \ldots \ldots \quad 4)$$

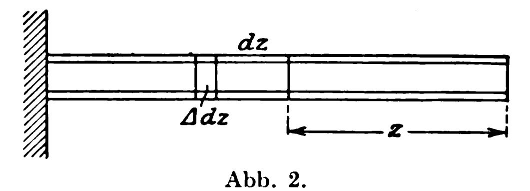



Abb. 2.

Den größten Wert von $k_z$ erhalten wir, wenn z gleich der ganzen „Atmungslänge" wird, was eintrifft, wenn

$$\frac{dk_z}{dz} = \alpha t - \frac{2 z_0 \varrho f}{2E} = 0 \text{ ist.}$$

Hieraus erhalten wir wieder unsere bereits abgeleitete Formel 3). Mit Hilfe dieser und Formel 4) finden wir auch

$$k z_0 = k_{max} = \frac{\alpha^2 t^2 E}{2 \varrho f} \quad \ldots \ldots \quad 5)$$

Die Langschienenlücke ändert sich somit — theoretisch — mit der Temperatur im quadratischen Verhältnis. Vorbedingung der Anwendbarkeit dieser Formel für die Lücken zwischen Langschienen ist, daß l größer sei als $z_0$. Dies ist natürlich praktisch nur dort möglich, wo bei Langschienen nach einer Bezeichnung Wöhrls großer „innerer Gleiswiderstand" herrscht, d. h. $\varrho f$ einen größeren Wert erreicht.

Wie man sich leicht überzeugen kann, ergänzen sich Gleichung 1) und Gleichung 4). Für ein Beispiel bei $l < z_0$ und gegebenem Wert von $\varrho f$ und t ist für ein bestimmtes x, $(k_x + k_z)$ gleich $k_x = l$ oder $k_z = l$. Es ist auch formelmäßig $k_{x\,=\,l} = k_{z\,=\,l}$.

Das Produkt $\varrho f$ ist im theoretischen Falle von Stahlschienen mit bekanntem Gewicht auf Stahlunterlage, befestigungslos beweglich, leicht bestimmbar, z. B. zu 0,786.0,25=0,1965. Sein Wert ist aber auf der Strecke in weiten Grenzen veränderlich, von 1 bis 15 und noch darüber, entsprechend den verschiedenen Schienenbefestigungen, der Querschwellenart, der Bettungsart usw. Daß die Reibung bei der Schiene im Gleise nicht räumlich durchgeht, sondern in den Stützpunkten auftritt, ist bei der Länge der Schienen und bei der üblichen Schwellenentfernung, solang diese unter 1,0 m bleibt, praktisch belanglos, ebenso die Nebenspannungen, die dadurch entstehen, daß die Ausdehnungskraft und die hemmende Reibungskraft in verschiedenen Höhen wirken.

Die theoretische und noch mehr die praktische Feststellung des Wertes $\varrho f$ für einen Oberbau ist vor geplanten Schweißungsarbeiten von großer Wichtigkeit. Es lassen sich dadurch die Größe und die Verteilung der zusätzlichen Spannungen, die infolge der gehemmten Ausdehnung auftreten, berechnen, ebenso auch die atmenden Längen bei verschiedenen Temperaturen und die Langschienenlücken. Bei Versuchen kann man direkt vorgehen, indem man die Reibungskräfte mißt, und man kann auch vom Verhalten eingebauter Langschienen auf die Größe des Wertes $\varrho f$ schließen.

Sind die Querschwellen vollkommen an den Schienen festgeklemmt, so muß man das Gewicht der Verbindungsmittel, der halben Schwellen (auf den lfd. Meter umgerechnet) und das Schienengewicht des lfd. Meters (insgesamt $= G_1$) mit dem Beiwert der Reibung Holz auf Stein ($f_1 = 0{,}5$ bis 0,8) multiplizieren und das Gewicht des durch die halben Querschwellen (auf den lfd. Meter) bewegten Steinschlags ($= G_2$) mit einem Beiwert der Reibung Steinschlag auf Steinschlag ($f_2$) multiplizieren und endlich die Summe beider Produkte durch die Querschnittsfläche der Schiene dividieren, um die bezeichnende Ziffer $\varrho f$ des Oberbaues zu bekommen, und um Formel 4) und 1) anwenden zu können. Formelmäßig ist also

$$\varrho f = \frac{G_1 f_1 + G_2 f_2}{F} \text{ und}$$

$$k_x = \alpha t x - \frac{l x}{EF} [G_1 f_1 + G_2 f_2] + \frac{x^2}{2EF} [G_1 f_1 + G_2 f_2].$$

Das Produkt $G_2 f_2$ hat Verwandtschaft mit dem negativen Erddruck, und erschwerend wirkt noch die Keilwirkung des Steinschlags; Versuche müssen hier die Entscheidung bringen.

Schlüpft die Schiene auch z. T. über den Schwellen, so muß dies auch entsprechend in Betracht gezogen werden.

Die zusätzliche Verminderung der Ausdehnung, die durch die Haftkraft der Laschenverbindungen entsteht, kann mit $\frac{P'' x}{EF}$ in Formel 1) angesetzt werden, wenn P'' die gleichmäßig gedachte Widerstandskraft des Stoßes ist gegen das Einschieben der Schiene zwischen die Laschen. Die Änderung einer Lücke zwischen den heutigen Kurzschienen der Länge l ist $\alpha t l - \frac{P'' l}{EF}$. Allerdings läßt sich vermuten, daß P nicht gleichmäßig wirkt, sondern vielmehr sprungweise.

Man wird reichlich Fälle finden, wo $\varrho f$ nicht gleichmäßig ist; es kann Fälle geben, wo der spezifische Widerstand mit der Verschiebungsgröße wächst, und auch umgekehrte Fälle sind nicht ausgeschlossen. Wenn ein mittlerer Wert $\varrho f$ nicht entspricht, dann muß der Veränderlichkeit des Widerstandes entsprechend Rechnung getragen werden.

Zum Schluß seien zwei einfache Beispiele für die Anwendung der abgeleiteten Formel angeführt.

a) Welchen inneren Widerstand muß ein Oberbau besitzen, wenn bei $+40^0$ und $-20^0$ (Verlegungstemperatur $+10^0$) und bei spannungslosen Schienenenden die Lücke ihren kleinsten Wert 0 bzw. ihren größten Wert von 20 mm erreichen soll? Wie groß ist die sich bewegende Länge in diesen Fällen? (Knickungsfrage sei außer acht gelassen)

$$\varrho f = 4 \frac{0{,}000012^2 . 30^2 . 2\,200\,000}{2 . 0{,}02} = 28 \text{ kg}$$

$$z_0 = \frac{0{,}000012 . 2\,200\,000 . 30}{28} = 28{,}3 \text{ m.}$$

b) Es werden 60,0 m lange Schienen verlegt, wobei $\varrho f = 15$ ist. Bei gewöhnlicher Laschenverbindung wird gewünscht, daß die Schienenenden bei $+40^0$ und $-20^0$ spannungslos seien. Wie groß müßte die größte Lücke sein in diesem Grenzfall?

$$\text{Es ist } 30 < \frac{\alpha E t}{\varrho f} \text{ daher}$$

$$\text{Lücke} = 4k_z = 4 . 0{,}000012 . 30 . 30 - \frac{4 \cdot 15 \cdot 30^2}{2 . 2\,000\,000} =$$
$$= 0{,}0432 - 0{,}0123 = 31 \text{ mm.}$$

Die zusätzliche Spannung durch gehemmte Ausdehnung ist in Schienenmitte 450 kg/cm².

Verlangt man spannungslosen Stoß nur bei $+32^0$ und $-12^0$, so bekommt man eine annehmbare minimale Lücke von 19 mm.

Theorie und Praxis unterstützen sich ergänzend wechselseitig, und oft auch abwechselnd auf dem Pfade des Fortschrittes: es sei daher die Hoffnung ausgesprochen, daß neue Versuche im Rahmen der vorstehenden Ableitungen zu einer weiteren Entwicklung führen mögen, als Gewinn für die Ausübung.

### Nachtrag.

Der Verfasser bekam die lehrreiche Abhandlung Wattmanns über die Wärmewirkungen im Langschienenbau (Organ 1928, Heft 10) erst in die Hände, als der vorstehende Aufsatz bereits eingesandt war. Gegenstand und Ziel beider Abhandlungen sind gleich. Nur hat Wattmann einen rechnerisch-graphischen Weg eingeschlagen, während der vorstehende Beitrag rein rechnerisch vorgeht. Daß beide Wege zum selben Ziele führen, sei an folgendem rechnerisch behandelten Beispiel gezeigt, das auch Wattmann behandelt.

Eine 60,0 m lange Langschiene erfährt eine Temperaturveränderung von $+40^0$C über der Verlegetemperatur. Wie groß ist die sich tatsächlich ausdehnende Länge an den beiden Enden der Schiene, wie groß ist im Grenzfall die entstehende Lücke und wie groß ist die Spannung im unbeweglichen Teil?

Im erwähnten Aufsatz ist R = 10000 kg und r = 3600 kg. Es ist leicht einzusehen, daß mit den im vorstehenden Aufsatz gewählten Bezeichnungen $P'' = R$ und $\varrho f = \frac{r}{F}$ ist. Somit ist für den neuen Reichsbahnoberbau (S 49) die bezeichnende Ziffer $\varrho f = \frac{3600}{62{,}3} = 57{,}785$, also sehr hoch, so daß der Reichsbahnoberbau wirklich als Qualitätsoberbau bezeichnet werden kann.

$$Z_0' = \frac{\alpha E t}{\varrho f} = \frac{24{,}40}{57{,}785} = 16{,}62 \text{ m.}$$

Die Wirkung der Laschenverbindung ist

$$-\frac{P''}{E \varrho f} = -\frac{10000}{3600} = -2{,}78 \text{ m.}$$

$z_0 = 16{,}62 - 2{,}78 = 13{,}89$ m. Wattmann errechnete 13,80 m.

Die Spannung im unbeweglichen Teil ergibt sich nach der behandelten Rechnungsweise auch aus der Ausdehnung. Man erhält $\sigma_t = 13{,}89 \,.\, 57{,}785 + \frac{10000}{62{,}3} = 961$ kg/cm². Natürlich ist das eine Probe der Rechnung, da $\sigma_t = E\beta t$ sein muß.

Die Ausdehnung eines Schienenendes ist

$$k_{z0} = \alpha t z_0 - \frac{\varrho z f_0^2}{2E} - \frac{P'' z_0}{EF} = 0{,}000011 \,.\, 40 \,.\, 13{,}84 - \frac{57{,}785 \,.\, 13{,}84^2}{2 \,.\, 2\,200\,000} - \frac{10\,000 \,.\, 13{,}84}{2\,200\,000 \,.\, 62{,}3} = 0{,}00256 \text{ m}$$

während Wattmann 0,0025 m bekommt. Die größte Lücke ist also 10,24 mm gegen 10 mm. Die Ergebnisse müssen sich ja decken, da in beiden Fällen mit linear anwachsenden Reibungswiderständen gerechnet wurde.

## Versuche über die Wirkung von Längskräften im Gleis.

Von Prof. Dr. Ing. **Otto Ammann** und Priv.-Dozent Dr. Ing **C. v. Gruenewaldt**, Karlsruhe.

Die ständig zunehmende Verbreitung der Schienenschweißung, sowie die Bestrebung, auch im verlaschten Strang immer größere Schienenlängen zu verwenden, läßt es in hohem Maße wünschenswert erscheinen, Klarheit zu gewinnen über die im Gleis auftretenden Längskräfte und über die Fähigkeit des Gleises, diese Kräfte zu verarbeiten.

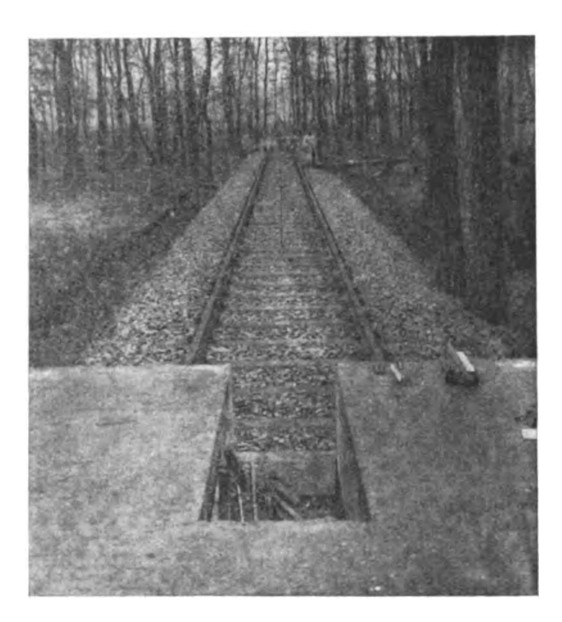


Abb. 1. Gleisprüfstand vom westlichen Widerlager.



Abb. 2. Östlicher Block (Pressen in Schutzkästen).

Es sei hier bemerkt, daß bei der Schiene S 49 eine Temperaturänderung von 1° C eine Längskraft von rund 1600 kg in der Schiene hervorruft, falls diese an der Dehnung oder Zusammenziehung verhindert wird.

Um einen möglichst großen Teil dieses Fragenkomplexes experimentell zu erforschen, wurde im Institut für Straßen- und Eisenbahnwesen an der Technischen Hochschule Karlsruhe ein besonderer Gleisprüfstand entworfen und auf dem Gelände der Technischen Hochschule errichtet. Der Gleisprüfstand besteht aus einem 45 m langen Gleis (3 Joche des Oberbaues B auf normaler Schotterbettung von 0,40 m Stärke und 3,50 m Kronenbreite). Das Gleis (Abb. 1) stützt sich an beiden Enden gegen eisenbewehrte Betonblöcke (Abb. 2) von 2,50 m Breite (der Längsschnitt ist aus Abb. 3 ersichtlich). Am östlichen Block sind zwischen die Schienenenden und die Stirnwand des Blocks horizontalwirkende hydraulische Pressen eingebaut (Abb. 4), mit denen ein Druck bis zu 60(70) t je Schiene ausgeübt werden kann. Die zu den Pressen gehörige Pumpe ist oben auf dem Block aufgestellt und ebenso wie die Pressen mit ihm durch Ankerschrauben verbunden.

Die Pressen lassen sich sowohl einzeln, als auch gemeinsam betätigen.

Zwischen dem westlichen Block und den Schienen sind kleine Betonklötze (Abb. 5) aufgesetzt, die entfernt und durch Meßdosen ersetzt werden können.

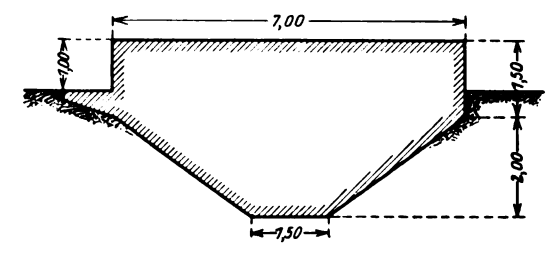



Abb. 3. Widerlager.

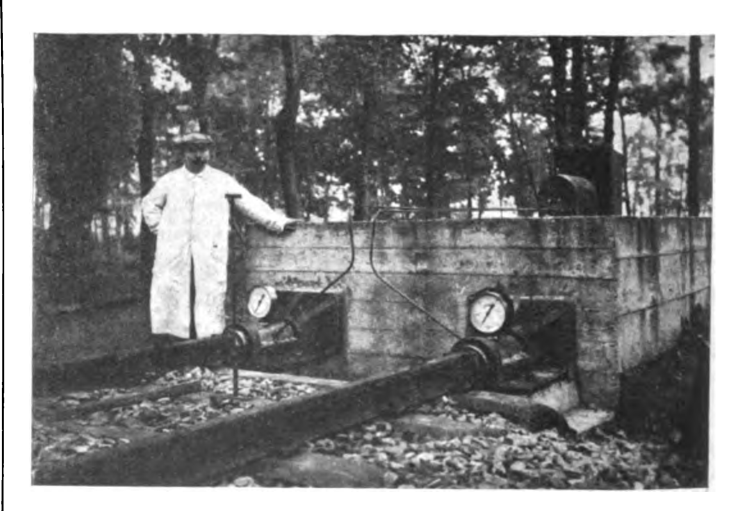


Abb. 4. Pressen mit Pumpe.

Das Gleis ist von der Reichsbahndirektion Karlsruhe zur Verfügung gestellt und von ihr auch eingebaut worden. Die Betonblöcke hat die Firma Wayss & Freytag unentgeltlich erstellt, die Pressen und die Pumpe sind nach Angaben des Instituts vom Losenhausenwerk in Düsseldorf geliefert, die verschiedenen Meßinstrumente sind in eigener Werkstatt des Instituts hergestellt.

Den eigentlichen Versuchen ist eine Reihe von Vor-

versuchen vorausgegangen, die in erster Linie der Bestimmung des durch die Laschen- und Hakenschrauben ausgeübten Druckes und der dadurch hervorgerufenen Reibungskräfte dienten.

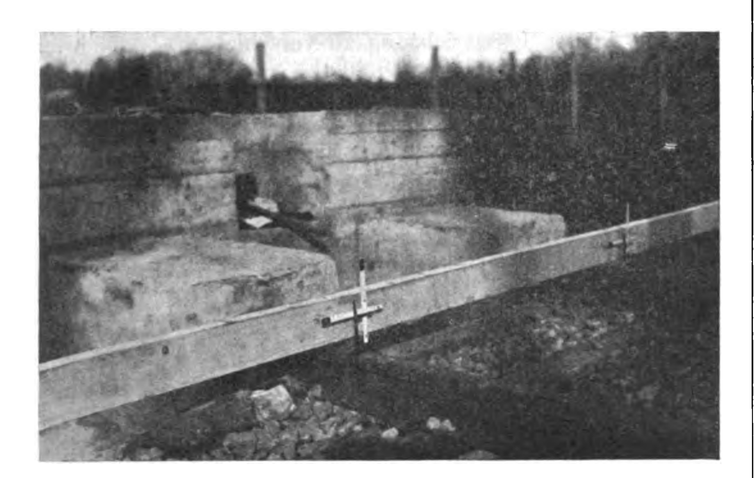


Abb. 5. Westliches Widerlager (im Vordergrund Vorrichtung zum Messen der Verschiebung am 24. II. 1928).

Vor allem wurde ein Schraubenschlüssel konstruiert, der unmittelbar das Drehmoment anzeigt, mit dem eine Schraube angezogen wird (Abb. 6). Dieser Schlüssel wird jetzt im Großen vom Losenhausenwerk in Düsseldorf hergestellt. Mit ihm zusammen wird ein kleiner Apparat verwendet, der es gestattet, die Druckkraft der Schraube als Funktion des Drehmoments zu messen, mit dem die Schraube angezogen wird (Abb. 7).

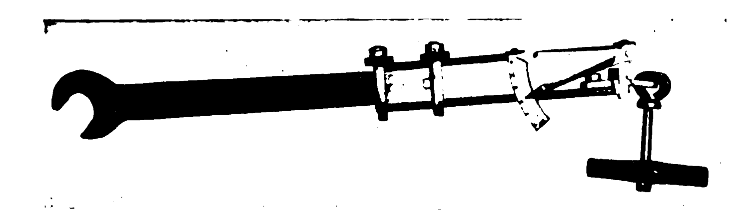


Abb. 6. Meßschlüssel.

Der Schraubenschlüssel mit Meßvorrichtung ermöglicht bei einer Länge von 600 mm und einem Kraftangriff bis zu 50 kg Drehmomente bis zu 3000 kgcm genau zu messen.

Die Bewegung des Zeigers am Meßapparat erfolgt durch die Verbiegung einer stählernen Plattenfeder.

Der zweite Apparat besteht aus einem Dynamometer, das einerseits am Boden des Rahmens befestigt ist und andererseits an der zu untersuchenden Schraube aufgehängt wird. Um Schraubenbolzen von verschiedener Länge prüfen zu können, ist eine Schraube mit Rechts- und Linksgewinde zwischen das Dynamometer und den zu prüfenden Bolzen eingeschaltet.

Dieser Apparat ergibt unmittelbar die Anzugskraft des Bolzens als Funktion des Drehmoments, mit dem dieser festgezogen ist; das Drehmoment wird hierbei am Meßschlüssel, die Anzugskraft der Bolzen am Dynamometer abgelesen.

Ist M cmkg das Drehmoment, mit dem die Schraube angezogen ist, so ist die Anzugskraft der Schraube

$$Q = \frac{M}{r\,[\mathrm{tg}\,(\alpha+\varphi)+1{,}4\,\mu_1]}\ \mathrm{kg},$$

wo r der halbe Durchmesser der Schraube, $\alpha$ ihr Steigungswinkel, $\varphi$ der Reibungswinkel zwischen Schraube und Mutter und $\mu_1$ die Reibungsziffer zwischen Mutter und Lasche sind.

Da sich die Werte $\varphi$ und $\mu_1$ einzeln nicht bestimmen lassen, so kann in der vorstehenden Formel

$$\mathrm{tg}\,(\alpha+\varphi)+1{,}4\,\mu_1=\mu_2$$

gesetzt werden. Es ist dann

$$Q = \frac{M}{r\,.\,\mu_2}.$$

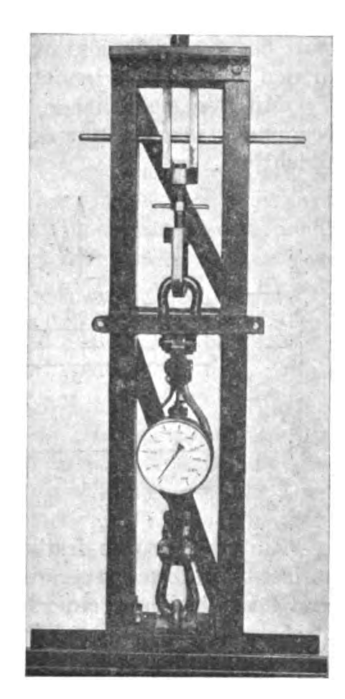


Abb. 7. Dynamometer.

Die beim Auseinanderziehen bzw. Zusammendrücken der Stöße zu überwindende Reibungskraft ist verschieden, je nachdem ob sich nur die Schiene gegen die Lasche bewegt, oder ob sich noch der Bolzen gegen die Lasche verschiebt.

Im ersten Fall ist die Reibungskraft:

$$K = n\,.\,4\,.\,\frac{Q}{2\,.\sin\alpha}\,\mu$$

wo n die Zahl der Bolzen an einem Schienenende, $\alpha$ der Neigungswinkel zwischen Schienenkopf oder Schienenfuß und der Horizontalen ist, $\mu$ der Reibungskoeffizient zwischen Schiene und Lasche (s. Abb. 8).

Bei einer Bewegung zwischen Bolzen und Lasche kommt noch die Kraft K' hinzu

$$K'=n\;2\;Q\;\mu'$$

wo $\mu'$ der Reibungsbeiwert zwischen Lasche und Schraubenmutter ist ($\mu' < \mu$).

Im zweiten Stadium ist also die gesamte zu überwindende Kraft

$$K+K'=n\,.\,4\,.\,\frac{Q}{2\,.\sin\alpha}\,\mu+n\;2\;Q\;\mu'.$$

Gleichzeitig mit den genannten Versuchen wurden an den Stößen im Betrieb befindlicher Gleise mit dem Meßschlüssel die Drehmomente, mit dem die Laschenbolzen angezogen waren, gemessen. Es zeigte sich, daß dieses Drehmoment vielfach etwa 3000 cmkg, nicht selten noch mehr beträgt. Die Versuche im Laboratorium hatten ergeben, daß einem Drehmoment von 3000 kgcm im Mittel eine Anzugskraft von rund 5000 kg entspricht.

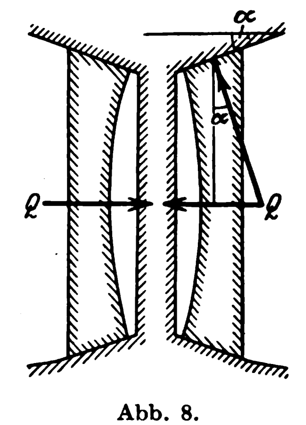



Abb. 8.

Beim neuen Reichsoberbau ist $\mathrm{tg}\,\alpha=1/3$; die Koeffizienten $\mu$ und $\mu'$ wurden durch Versuche zu rund 0,30 ermittelt, es ist also zum Bewegen eines mit einem Drehmoment von 3000 kgcm verlaschten Schienenstoßes mit vier Laschenbolzen eine Kraft erforderlich:

$$K+K'=n\,.\,Q\,.\,\mu\left(\frac{4}{2\sin\alpha}+2\right)=2\times5000\times0{,}3\;(6{,}30+2)= \\ =25000\ \mathrm{kg}.$$

Die Erschütterungen durch fahrende Züge werden allerdings bewirken, daß sich im Betriebsgleis befindliche Schienen schon bei geringerer Längskraft in den Laschen bewegen.

Die Kraft Q kg, mit der eine Klemmplatte angedrückt wird, beträgt nach den Messungen rund 1,6 M kgcm (oder rund 100 P, wo P die am 60 cm langen Schlüssel angreifende Kraft

ist). Die Kraft, mit der eine 15 m lange Schiene auf die Schwellen angedrückt wird, ist:

$$2.24 \, . \, Q$$

(also bei einem Drehmoment von nur M = 1500 kgcm rund 120 t).

Nachdem die Haken- und Laschenschrauben mit den vorstehend dargestellten Apparaten geeicht und die Beziehungen zwischen ausgeübtem Drehmoment und Anzugskraft der Schrauben festgestellt waren, war es möglich, je nach Wunsch ganz bestimmte Druckkräfte bei der Verbindung der Schienen in den Laschen und mit den Schwellen anzuwenden.

Mit den eigentlichen Versuchen wurde im Oktober 1927 begonnen. Das Schema der Versuchsanordnung ist aus Abb. 9 ersichtlich.

Aus diesen Versuchen ist zu ersehen, daß zur Längsverschiebung eines 15 m langen Joches des Reichsoberbaues B eine Kraft von rund 10 t je Schiene erforderlich ist.

Es wurde auch mehrfach versucht, eine Schiene allein bei gelösten Hakenschrauben und lose anliegenden Klemmplättchen in der Längsrichtung zu verschieben — die hierzu erforderliche Kraft betrug rund 800 kg (was einem scheinbaren Reibungskoeffizienten von $\mu > 1$ entsprechen würde).

Es verdient bei dieser Gelegenheit hervorgehoben zu werden, daß die Reibungskoeffizienten zwischen den Oberbauteilen sehr hoch sind; es liegt dies an der groben Bearbeitung der Flächen, die tatsächlich nicht aneinander gleiten, sondern gewissermaßen ineinander verzahnt sind, so daß bei einer

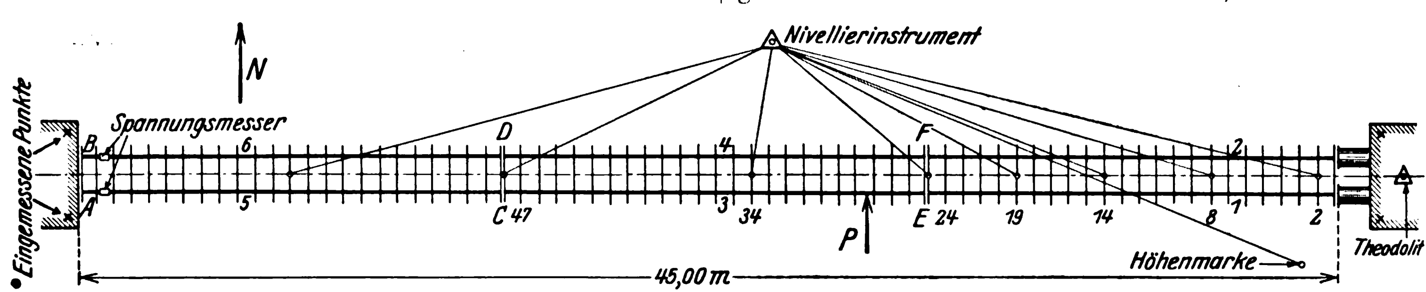



Abb. 9. Grundriß der Versuchsanordnung am 4. II. 1928.

Zunächst wurde festgestellt, bei welcher Längskraft (als horizontaler Druck gegen die Schienenenden einseitig ausgeübt) ein Gleisjoch sich in seiner Längsrichtung verschiebt. Zu diesem Zweck wurden die Laschen zwischen dem ersten und zweiten Gleisjoch entfernt. Die Hakenschrauben waren bei dem mehrfach wiederholten Versuch mit M = 300 kgcm und M = 600 kgcm angezogen. Die Verschiebung des Jochs begann bei einem Druck von rund 6 t je Schiene, der bis auf 10 t je Schiene stieg; bei der Verschiebung des Gleises mit den Schwellen war ein knirschendes Geräusch deutlich zu vernehmen (ebenso auch bei allen anderen Versuchen). Diese geringen Drehmomente M = 300 kgcm und M = 600 kgcm waren gewählt worden, um eine leichtere Beweglichkeit zwischen Schiene und Schwelle zu ermöglichen, also ungünstigere Verhältnisse zu schaffen, als sie bei frisch angezogenen Schrauben auftreten. Eine Verschiebung der Schiene auf den Schwellen fand trotzdem nicht statt, was auch nicht anders zu erwarten war.

Auf die gleiche Weise wurde die zum Verschieben des zweiten und dritten Joches erforderliche Längskraft bestimmt; hierbei waren die Hakenschrauben mit M = 300 kgcm angezogen und die Schienen waren miteinander verlascht (M = 600 kgcm).

Die Verschiebung des zweiten Joches ergab sich wie folgt:

Bei einem Druck von etwa 6 t je Schiene begann das Gleis wie bei den ersten Versuchen unter Rauschen zu wandern. Der Druck stieg auf 12 t und blieb auf dieser Höhe bis zum Schließen der Stöße E, F. Der gegenüber den ersten Versuchen erhöhte Druck dürfte auf den Widerstand der Laschen zurückzuführen sein. Nach Schließen der Stoßlücken stieg der Druck auf 20 t je Schiene, bei welchem Druck sich auch das zweite Gleisjoch ebenso wie das erste bewegte.

Bei einer Wiederholung des Versuches waren die zum Verschieben des Gleises erforderlichen Kräfte um etwa 20% geringer, was durch die Lockerung der Bettung zu erklären ist.

Die Verschiebung der drei Joche ging wie folgt vor sich:

Bei annähernd 6 t je Schiene begannen die Schienen 1, 2 mit den Schwellen zu wandern. Bei 12 t je Schiene hatten sich Schiene 3, 4 verschoben. Der Druck stieg auf 19 t je Schiene und jetzt begann die Verschiebung von Schiene 5 und 6; zunächst blieb der Druck konstant, um dann nach Schließen der Lücken auf 26 t anzusteigen.

Bewegung gegeneinander stets Materialzerstörung stattfindet. Man sieht dies auch daran, daß z. B. eine Bewegung der Schiene in einigermaßen fest verschraubten Laschen nie gleichmäßig, sondern immer ruckweise erfolgt.

Um einen gekrümmten Stab nach Abb. 10 durch eine Längskraft zu verbiegen, muß diese sein

$$S = p \, . \, R.$$

Es ist also interessant im Hinblick auf die Verbiegungssicherheit von im Bogen verlegten Gleisen wenigstens annähernd die Größe der einer Verschiebung nach außen entgegenwirkenden Kraft p kg/m zu kennen. Diese Kraft wirkt natürlich auch der Verschiebung im geraden Gleis entgegen, nur gibt es hierfür nicht eine so einfache mathematische Beziehung.

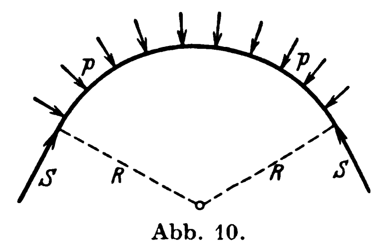



Abb. 10.

Zu diesem Zweck wurden mehrere Schwellen einzeln nach Entfernen der Hakenschrauben unter dem Gleis hervorgezogen; der Zug wurde durch eine Winde in horizontaler Richtung ausgeübt und die jeweils erforderliche Kraft an einem zwischengeschalteten Federdynamometer abgelesen.

Der Versuch an der ersten Schwelle ergab bei etwa 1000 kg und darüber bis zu 1500 kg ein ruckweises Verschieben der beanspruchten Schwelle. Nach einer Verschiebung von etwa 1 cm wurde der Versuch eingestellt.

Die Wiederholung des Versuches mit einer besseren Winde zeigte folgendes Ergebnis:

Bei einer ausgeübten Zugkraft von 1400 bis 1500 kg bewegte sich die Schwelle in der Richtung des Zuges. Der Versuch wurde bis zu einer Verschiebung von 1 cm fortgesetzt. Der Zug wurde bei dieser Versuchsanordnung nicht ganz horizontal, sondern um etwa 8° nach oben geneigt ausgeübt.

Das Ergebnis an einer dritten Schwelle war:

Beginn der Wanderung bei einem ausgeübten Zug von 900 kg. Der erforderliche Zug stieg bis zu etwa 2000 kg und darüber, wobei bei letzterer Kraft eine Verschiebung von im Ganzen 23 mm eingetreten war.



Durch eine weitere Steigerung des Zuges von 2000 kg bis auf 2400 kg konnte die Schwelle um 140 mm herausgezogen werden.

Aus diesen Versuchen geht hervor, daß man mit einem Widerstand der Bettung gegen Querverschiebung bei einem gut unterstopften Gleis auf Eisenschwellen von mindestens $\frac{900}{0,625} = 1400$ kg/m zu rechnen hat. (900 kg ist der Kleinstwert, bei dem eine Bewegung der Schwelle zu merken war.)



Abb. 11. Rammbalken.

Während all dieser Versuche mußte das Gleis natürlich mehrfach ausgerichtet und neu unterstopft werden.

Nach Beendigung dieser Versuche wurde das Gleis vollkommen neu ausgerichtet und unterstopft, worauf am 4. Februar 1928 in Gegenwart von Vertretern der Reichsbahndirektion Karlsruhe der erste Hauptversuch vorgenommen wurde.

Die allgemeine Anordnung des Versuches ist aus Abb. 9 ersichtlich.

Die Haken- und Laschenschrauben waren mit M = =1800 kgcm angezogen.

Der Versuch sollte das Verhalten des 45 m langen Gleises (3 Joche) unter Einwirkung einer Längskraft bis zu 120 t (60 t auf eine Schiene) feststellen. Beobachtet wurden Längs-, Höhen- und Seitenverschiebungen, sowie die Spannungen in den Schienen an dem den Pressen abgekehrten Gleisstück. Je zwei Eckpunkte der Widerlager wurden gegen Festpunkte festgelegt, um ein etwaiges Ausweichen der Widerlager feststellen zu können. An 8 Schwellen waren Skalen und Visiermarken angebracht, an denen optisch die Höhen- und Seitenlage bestimmt wurde (s. Abb. 4 auf der zweiten Schwelle vom Widerlager). Die Stoßlücken wurden mit Meßkeil gemessen. Bei Beginn des Versuchs waren die Stöße A um 3 mm, B um 6,5 mm, C um 1 mm geöffnet, alle anderen geschlossen.

Das Ansteigen des Druckes wurde fortlaufend abgelesen und die dabei eintretenden Änderungen der Gleislage notiert.

Ungefähr bei 45 t trat eine geringe Veränderung der Seitenlage ein, die sich mit Anwachsen des Drucks etwas verstärkte; sie lag gerade an der Grenze der Sichtbarkeit für einen Beobachter in Scheinenachse.

Bei einem Druck von 60 t auf jede Schiene zeigte sich eine leichte Emporwölbung des Gleises, deren Scheitel ungefähr bei Stoß E F lag. Schon bei ungefähr 27 t war ein Heben des gesamten Gleises zu bemerken, etwa 4 bis 5 mm, was wahrscheinlich auf ein Aufstauen des Schotters bei der Verschiebung des Gleises zurückzuführen sein wird.

Die gemessenen Änderungen der Höhen- und Seitenlage des Gleises waren so gering, daß bei einer Längsbeanspruchung des Gleises in den Grenzen von 30 bis 60 t eine Gefahr des Knickens oder seitlichen Ausbiegens wohl kaum besteht. Dies wird augenfällig durch das Verhalten des Gleises bei künstlich hervorgerufener Ausbiegung bestätigt.

Diese wurde in der Weise hervorgerufen, daß nach Erreichung des 60 t-Druckes das mittlere Joch zwischen Schwelle 27 und 28 durch Stöße mit einem freihängenden Balken seitlich gerammt wurde (s. Abb. 11). Es wurden zunächst acht Stöße ausgeübt. Während dieser Zeit sank der Druck in den Pressen auf etwa je 45 t. Es zeigte sich eine leichte Ausbiegung unter der Wucht der Schläge, von der aber nur etwa fünf Schwellen nach jeder Seite hin erfaßt wurden. Nach dieser Verbiegung wurde der Druck wieder auf 60 t gebracht, wobei sich jedoch keine Änderung (kein weiteres Ausbiegen) ergab. Sodann wurden nochmals zehn Schläge ausgeführt, die eine weitere erhebliche Verschiebung herbeiführten. Trotz des großen Druckes trat auch bei der Ausbiegung des Gleises um rund 30 mm, die sich auch wieder auf eine verhältnismäßig kleine Schwellenanzahl bemerkbar machte (je sechs bis acht), keine Veränderung auf.

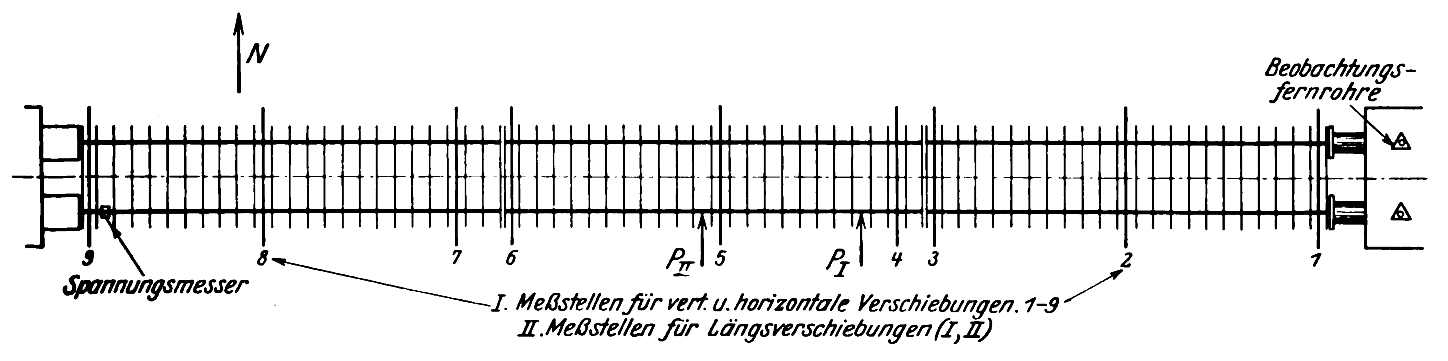



Abb. 12. Grundriß der Versuchsanordnung am 24. II. 1928.

Die Längen wurden folgendermaßen gemessen: Zunächst die Weite der Stoßlücken, dann wurden die Preßkolben zum Anliegen gebracht und ihr Stand durch einen Papierstreifen fixiert. Bei 58 t wurde die Vorrückung des Stempels und ebenso das unter Einwirkung der Elastizität erfolgende Zurückweichen nach Lösung des Druckes gemessen. Ebenso wurde in der Mitte des Gleises die Verschiebung optisch gemessen*).

*) Wegen der großen auf das Gleis einwirkenden Kräfte und der immerhin bestehenden Möglichkeit eines plötzlichen Ausknickens des Gleises wurde es vermieden, an das Gleis heranzutreten und dort unmittelbar Messungen vorzunehmen.

Unter dem Einfluß eines Druckes von 60 t erlitt der Strang I aus den Schienen 1, 3, 5 eine Zusammenpressung von 32 mm, gemessen bei dem durch die seitlichen Stöße veränderten Gleis. Nach Lösen des Druckes dehnte sich das Gleis sofort (schlagartig) wieder unter dem Einfluß der Elastizität von Schienen und Bettung um ca. 20 mm aus.

Eine Verschiebung der Widerlager konnte nicht festgestellt werden.

Der Versuch hat deutlich gezeigt, daß der Reichsoberbau auf eisernen Schwellen gegen Längskräfte eine sehr große Widerstandsfähigkeit hat.

Da aber verschiedene Messungen nicht genügend genau waren, sollte der Versuch mit vervollkommneten Meßmethoden wiederholt werden.

Vorher wurde das Gleis vollkommen ausgerichtet und neu unterstopft; unterdessen wurden die nunmehr anzuwendenden Meßgeräte in der Werkstatt des Instituts hergestellt.

Der zweite Hauptversuch fand am 24. Februar 1928 unter Teilnahme von Vertretern der Reichsbahndirektion Karlsruhe statt. Auch eine größere Zahl von Studierenden hatte sich hierzu eingefunden und war z. T. bei den sehr zahlreichen Ablesungen behilflich.

Wie beim vorhergehenden, waren auch bei diesem Versuch die Haken- und Laschenschrauben mit M = 1800 kgcm angezogen.

Untersucht wurde wieder das Verhalten des 45 m langen Gleises (3 Joche) unter Einwirkung einer Längskraft von 120 t (60/Strang), sowie bei Ausbiegen des unter Druck stehenden Gleises durch äußere Kräfte (Rammen). Beobachtet wurden

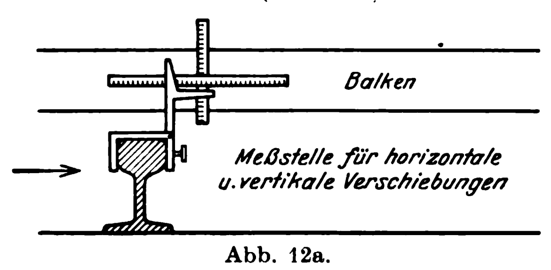



Abb. 12a.

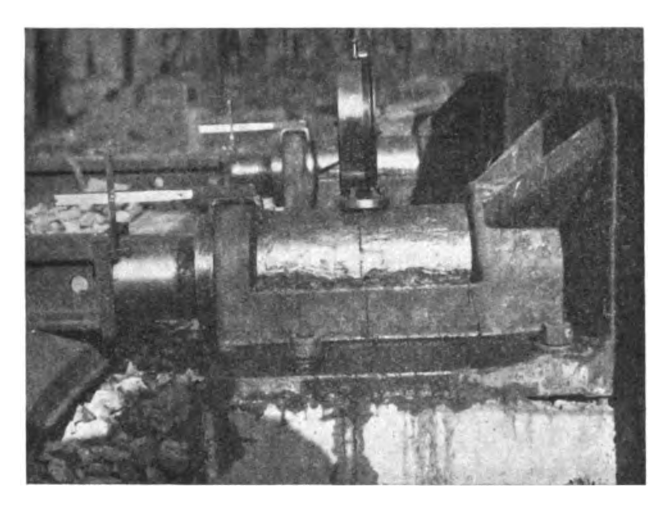


Abb. 13. Pressen mit Vorrichtung zum Messen des Vorschubs.

die Längs-, Höhen- und Seitenverschiebungen, sowie die Spannungen am Ende einer Schiene. Die Versuchsanordnung ist in Abb. 12 und 12a dargestellt.

Zur Bestimmung der Längenänderungen wurden zunächst die Stoßlücken mittels Meßkeils gemessen, die alle geschlossen oder weniger als 1 mm offen waren. An den Preßkolben waren Zeiger, an den Zylindern feste Maßstäbe angebracht, die den Vorschub des Kolbens und damit die Zusammendrückung des Gleises abzulesen erlaubten (s. Abb. 13). Am Ende der ersten und zweiten südlichen Schiene waren ebenfalls Zeiger angebracht, die die Verschiebung dieser Punkte gegenüber einer an einem festen Balken angebrachten Skala zeigten. Zur Messung der Höhen- und Seitenverschiebungen war an neun Stellen (je in der Mitte und am Ende eines Joches) feste Querbalken über das Gleis gelegt, an denen über jeder Schiene zwei Skalen, eine vertikal, die andere horizontal, befestigt waren (s. Abb. 14). Ein an der Schiene angebrachter Zeiger mit vertikalem und horizontalem Arm ermöglichte die Ablesung von Verschiebungen der Schiene. Die beiden Skalen wurden durch Federn gegen den Zeiger gedrückt und ermöglichten dadurch gleichzeitig eine Längsverschiebung der Schiene bei stetem Anliegen des Zeigers an die Meßstäbe (s. Abb. 5). Zur Erzielung der Ausbiegung des Gleises dienten zwei in etwa 4 m Entfernung pendelnd aufgehängte schwere Balken, die es ermöglichten, das mittlere Joch aus seiner Lage zu rammen. Alle Skalen wurden mittels zweier Theodoliten vom westlichen Widerlager aus beobachtet.

Zunächst wurde der Druck um je 10 t die Schiene gesteigert und die dabei eingetretenen Verschiebungen und Veränderungen festgestellt. Eine merkliche Seitenverschiebung wurde hierbei nicht wahrgenommen. Dagegen trat von 30 bis 60 t etwa eine geringe Veränderung der Höhenlage ein. Das ganze Gleis wurde etwas gehoben, wobei jedoch das Maß von 4 bis 5 mm nicht überschritten wurde. Auch bei einem Druck

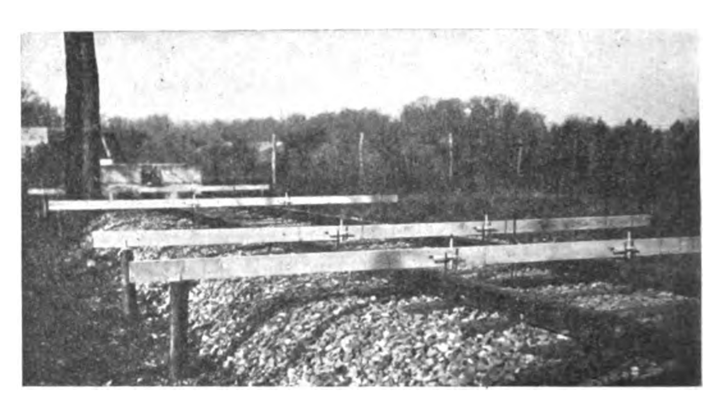


Abb. 14. Vorrichtung zum Messen der Verschiebungen am 24. II. 1928.

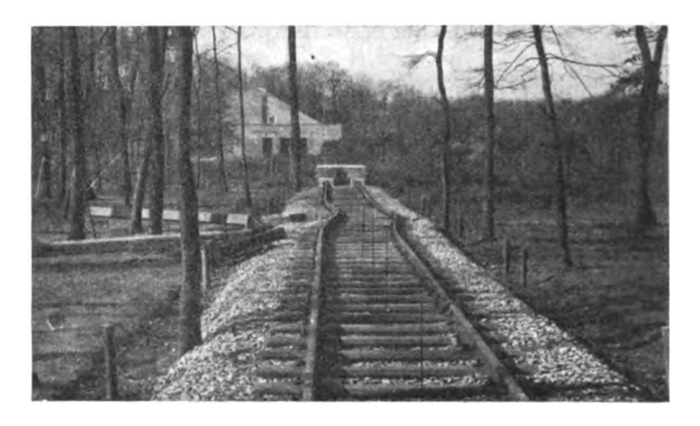


Abb. 15. Gleis nach dem Versuch vom 24. II. 1928 (gesehen vom östlichen Widerlager.)

von 70 t (am Manometer, dessen Skala nur bis 60 t geteilt ist, abgeschätzt), ergab sich keine Änderung. Die Zusammendrückung des Gleises ergab 22,8 und 24,8 mm gegenüber einem errechneten Wert von rund 22 mm. Beim Aufhören des Druckes dehnten sich die Schienen wieder aus, jedoch nicht ganz in die alte Lage. Es blieb eine Verkürzung von 6 bzw. 4 mm bestehen. Diese Differenzen dürften teilweise auf die nicht vollkommen geschlossenen Gleislücken, teilweise auf die elastischen Kräfte der Bettung zurückzuführen sein.

Dann wurde der Druck nochmals auf 60 bzw. 70 t gesteigert und versucht, zunächst durch seitliche Stöße mit den zwei Rammbäumen ein Ausknicken auszulösen. Die Schienen bogen sich an beiden Rammen aus, ein Ausknicken erfolgte jedoch nicht. Nunmehr wurde bei gleichbleibendem Druck das Gleis durch eine große Anzahl von Stößen mit der Ramme II langsam nach Norden ausgebogen. Wie beim vorstehenden Versuch erstreckte sich die durch das Rammen hervorgerufene Ausbiegung auch hier nur auf einen verhältnismäßig kurzen Bereich, wobei die durch die Ramme I hervor-

gerufene Verbiegung wieder ausgeglichen wurde (s. Abb. 15). Als die Ausbiegung bei Ramme II den Betrag von etwa 20 bis 25 cm erreicht hatte, begann sich das ganze Gleis infolge des großen Momentes unter dem Einfluß des Druckes von selbst zu verbiegen und gleichzeitig auch aus der Bettung herauszuheben. Dabei sank mit fortschreitendem Ausbiegen der Druck bis auf 45 t.

In Abb. 16 ist die Ausbiegung eines Schienenstranges verzerrt aufgetragen. Hiernach ist die Pfeilhöhe des Ausbiegungsbogens rund 44—16=28 cm zwischen den Wendepunkten A und B, die entsprechende Sehnenlänge rund 750 cm, das Verhältnis von Sehnenlänge zu Pfeilhöhe also 26,8:1, entsprechend einem Krümmungshalbmesser von rund 25 m. Da der Druck hierbei rund 45—10*)=35 t betrug, so ergibt sich p=2800 kg/m, was mit den durch das Herausziehen der Schwellen ermittelten Werten gut übereinstimmt.

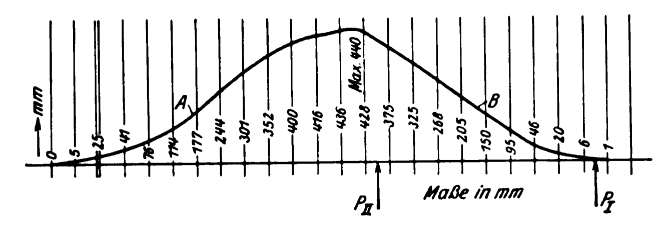



Abb. 16. Verbiegung eines Schienenstranges am 24. II. 1928.

Bei diesem Versuch waren an einer Schiene des südlichen Stranges zwei Huggenberger-Spannungsmesser eingebaut und zwar einer am Kopf und einer am Fuß der Schiene. Die Instrumente wurden sorgfältig gegen direkte Sonnenbestrahlung geschützt, doch scheinen immerhin noch Temperatureinflüsse, wenn auch in geringem Maße, mitgewirkt zu haben.

Die Ergebnisse der Messung sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

querschnitt verteilt. Die Erklärung hierfür liegt darin, daß die Schienen nicht genau senkrecht abgeschnitten sind und die Stoßlücken sich daher nicht auf dem ganzen Querschnitt schließen.

Alle vorstehend beschriebenen Versuche haben gezeigt, daß der Reichsoberbau B auf eisernen Schwellen bei guter Verlegung eine große Widerstandsfähigkeit gegenüber der Beanspruchung durch Längskräfte hat. Immerhin wird geplant, die Versuche mit wesentlich erhöhten Drücken zu wiederholen, um vollkommene Sicherheit über diese Frage zu erlangen, da die jetzt angewandten Drücke die im Betriebe denkbaren nicht übersteigen.

Mit der schon vorhandenen Apparatur sollen noch an dem Reichsoberbau auf eisernen Schwellen folgende Versuche vorgenommen werden: 1. Pressen nur einer Schiene und Beobachtung des Verhaltens des Gleises. 2. Versuch mit einem im Bogen von 300 m Radius verlegten Gleis (Pfeilhöhe rund 0,90 m). 3. Untersuchung der Fortpflanzung des Drucks im Gleis.

Nach Beendigung dieser Versuche sollen ähnliche Versuche wie die beschriebenen an einem Oberbau mit Holzschwellen vorgenommen werden.

Weiter wird geplant, Versuche in einem Betriebsgleis vorzunehmen, um die Auswirkung des Längsdrucks in einem beliebig langen Gleis zu untersuchen, und auch die Möglichkeit zu haben, das Gleis während der Versuche durch stillstehende oder bewegte Fahrzeuge zu belasten.

Zu diesem Zweck sind besondere Pressen konstruiert worden, die in das Gleis eingebaut und mit diesem verlascht werden können. Da es sich bei den vorstehend geschilderten Versuchen gezeigt hat, daß bei einem von einer Stelle aus wirkenden Längsdruck von 60 t ein Knicken oder auch nur Ausbiegen des Gleises (wenigstens beim Reichsoberbau B auf eisernen Schwellen) nicht zu erwarten ist, wurde bei diesen Pressen eine Druckkraft bis zu je 120 t vorgesehen.

| Pressendruck t | Oben Sp. M. 160 | | | Unten Sp. M. 113 | | | Dem Druck an der Presse entsprechende mittlere Spannung kg/cm² | Mittlere Spannung an der Meßstelle kg/cm² | Bemerkung |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Ables. | Diff. | Spann. kg/cm² | Ables. | Diff. | Spann. kg/cm² | | | |
| 0 | 44 | — | — | 33,0 | — | — | 0 | — | E = 2 100 000 = kg/cm² |
| 10 | 43,2 | 0,8 | 25 | 32,0 | 1,0 | 31 | 161 | 28 | Spann. M. 160 |
| 20 | 41,4 | 2,6 | 81 | 31,0 | 2,0 | 61 | 321 | 71 | 1 Teilstrich = 0,89 $\mu$ |
| 30 | 35,8 | 8,2 | 255 | 28,0 | 5,0 | 154 | 482 | 205 | $\sigma$ oben kg/cm² = 31,2 mal Zahl der Teilstrich |
| 40 | 29,0 | 15,0 | 467 | 25,0 | 8,0 | 247 | 642 | 357 | Spann. M. 113 |
| 50 | 21,0 | 23,0 | 716 | 21,5 | 11,5 | 352 | 803 | 534 | 1 Teilstrich = 0,88 $\mu$ |
| 60 | 13,0 | 31,0 | 966 | 18,0 | 15,0 | 462 | 963 | 714 | $\sigma$ unten kg/cm² = 30,8 mal Zahl der Teilstriche |

Augenscheinlich sind die Werte zu hoch: der mittleren Spannung von 714 kg/cm² bei 60 t Pressendruck entspricht ein mittlerer Druck von rund 44 t, während nach den vorhergehenden Versuchen ein Druck von 30 bis 35 t zu erwarten ist. (Daß der Druck groß war, ist daraus zu ersehen, daß der Auflageblock am östlichen Widerlager (s. Abb. 5) obgleich mit einer eisernen Platte gegen die Schiene verstärkt, einen Sprung bekommen hat.) Um die bei Arbeiten mit dem Dehnungs-Spannungsmesser kaum zu umgehende Ungenauigkeit zu vermeiden, und die Fortpflanzung des Drucks in der Schiene genau zu messen, ist geplant, in den Stoßlücken Meßvorrichtungen einzubauen.

Bemerkenswert ist aus der Tabelle, daß die Druckspannung sich nicht gleichmäßig über den ganzen Schienen-

Am Gleisprüfstand sind in der Zeit vom 27. August 1927 bis zum 24. Januar 1928 vergleichende Temperaturmessungen an den Schienen, den Schwellen, der Schotterbettung und der Luft vorgenommen worden. Diese Messungen wurden mehrfach dadurch unterbrochen, daß die Thermometer gestohlen wurden, obgleich der Gleisprüfstand durch einen 2 m hohen Stacheldrahtzaun eingefriedigt ist.

Die Lufttemperatur wurde an zwei Stellen gemessen — einer mehr im Schatten, die andere z. T. der Sonnenbestrahlung ausgesetzt; der Gleisprüfstand liegt, wie aus den verschiedenen Abbildungen ersichtlich, z. T. unter Bäumen, die aber nicht dicht stehen. Der westliche Teil des Gleises ist den größten Teil des Tages der vollen Sonnenbestrahlung ausgesetzt, während der östliche meist im Schatten liegt.

Im Schotter waren zwei Thermometer angebracht und zwar Stockthermometer, von denen eines die Schottertemperatur

*) 10 t Kraftverbrauch im ersten Joch infolge Widerstands des Schotterbetts gegen die Verschiebung des Gleises.

in 20 cm Tiefe maß, das andere war dicht an der Schwelle eingebracht und maß deren Temperatur an der Unterkante (10 cm unter Schienenunterkante, s. Abb. 17).

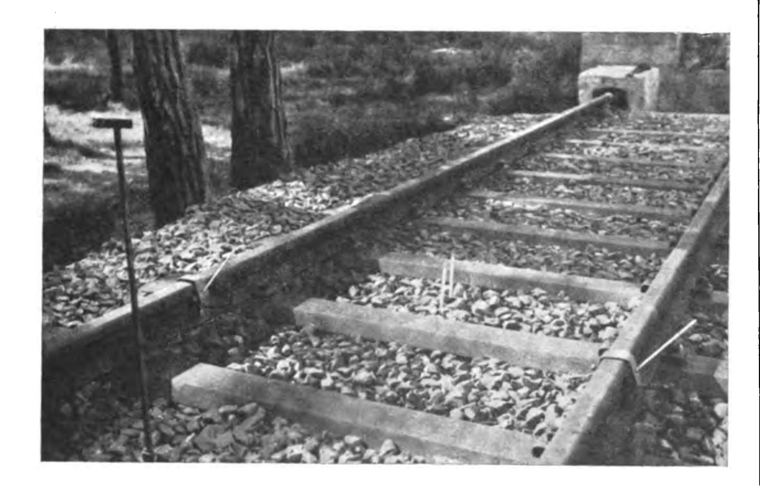


Abb. 17. Anordnung der Thermometer.

An den Schienen waren drei Thermometer angebracht und zwar an den Schienen 1, 5 und 6. Um die Schienen nicht durch Anbohren zu schwächen, wurden Laschenstücke ausgebohrt und mit Quecksilber gefüllt, in das die Thermometer gesteckt wurden; diese Laschenstücke wurden fest an die Nordseite der Schiene gepreßt und der Zwischenraum zwischen Schiene und Lasche mit Blei vergossen (s. Abb. 18).

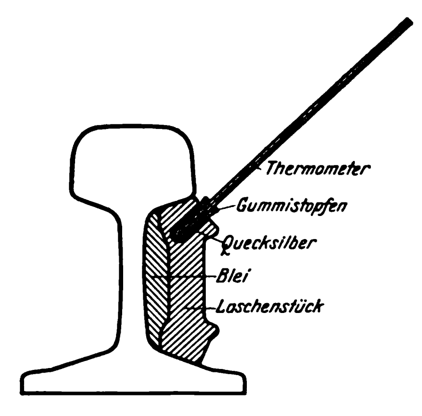



Abb. 18. Anbringen der Thermometer an der Schiene.

Die Temperaturen wurden dreimal täglich abgelesen und zwar um $8^{30}$, 13 und 18 Uhr; gleichzeitig wurden die Stoßlücken mittels Meßkeils nachgemessen.

Die höchste Lufttemperatur in diesem Zeitraum betrug $28^0$, die tiefste $-19{,}5^0$.

In Abb. 19 sind die Temperaturbewegungen an den drei heißesten und an den drei kältesten Tagen dargestellt, weil sie die charakteristischen Merkmale der Temperaturänderungen besonders deutlich zeigen. (Den drei heißesten Tagen gingen eine Reihe weiterer heißer Tage voraus, den kältesten mehrere kalte.)

An den warmen Tagen liegt bei kühlen Nächten die Temperatur der Bettung merklich unter der Lufttemperatur, da der Boden seine Temperatur naturgemäß nur langsam ändert und die Temperatur des Schotters (in 20 cm Tiefe) auch nur verhältnismäßig geringe Schwankungen mitmacht; entsprechend liegt auch im Winter an den besonders kalten Tagen die Temperatur der Bettung durchweg wesentlich über der Lufttemperatur.

Wie man aus längeren Beobachtungsreihen entnehmen kann, folgt die mittlere Temperatur der Bettung der mittleren Lufttemperatur im Abstand von einigen Tagen.

Die Temperatur der Schwelle folgt recht genau der Lufttemperatur, der Unterschied zwischen beiden ist selten größer als $1^0$, nur wenn die Bettungstemperatur sehr stark von der Lufttemperatur abweicht, macht sich dies in einer Erhöhung oder Ermäßigung der Schwellentemperatur gegenüber der Lufttemperatur bemerkbar. Diese Erscheinung ist aus den Temperaturkurven für die kalten Tage sehr schön zu ersehen, wo die Temperatur der Schwelle wesentlich über der Lufttemperatur liegt, um zum Schluß bei stark angestiegener Lufttemperatur mit dieser zusammenzufallen.

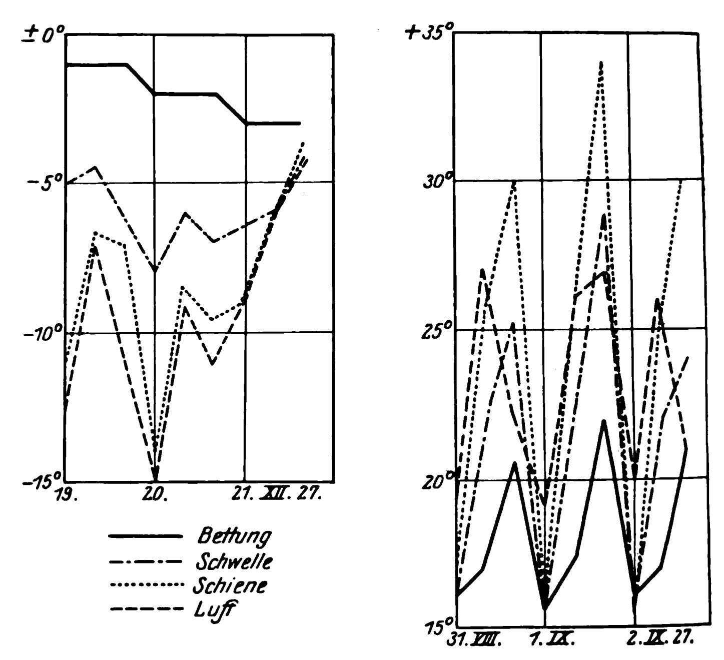



Abb. 19. Temperaturkurven.

Die Temperatur der Schiene liegt fast durchweg über der Lufttemperatur und auch über der Temperatur von Schwelle und Bettung, folgt aber der Lufttemperatur nicht sofort, sondern erst in einigen Stunden, so daß sie unter Umständen z. B. bei schnell ansteigender Lufttemperatur (an warmen Tagen nach kühlen Nächten) zeitweilig unter der Lufttemperatur liegt. Bei starker Sonnenbestrahlung nimmt die Schiene eine merklich höhere Temperatur an, als die gleichfalls in der Sonne gemessene Lufttemperatur, z. B. am 1. September 1927 um 18 Uhr Schiene $34^0$, Luft $27^0$. Da diese Erscheinung für die Frage der Wärmedehnung von großer Bedeutung ist, sollen die Temperaturmessungen bei Einsetzen von warmer Witterung wieder fortgesetzt werden.

Die Messung der Stoßlücken ergab, wie zu erwarten war, daß die tatsächliche Dehnung der Schienen um ein Bedeutendes hinter der rechnerisch ermittelten Temperaturdehnung zurückbleibt. Der größere Teil davon kommt nicht zur Auswirkung, sondern wird vom Gleis als Spannung aufgenommen (ein merklicher Teil selbst bei nur lose aufliegender Schiene).

Aus diesen Temperaturmessungen geht hervor, daß man bei der Berechnung der Wärmespannungen im Gleis mindestens die größten vorkommenden Temperaturschwankungen in Rechnung zu setzen hat. Bei der Bemessung der Stoßlücken ist es nicht erforderlich, mit der ganzen Ausdehnung zu rechnen, die der Temperaturspanne entspricht (40 bis 50% dürften ausreichen). Über die genauen Werte sollen weitere Messungen Aufklärung geben.

# Der Einfluß der Zwischenzeiten auf die Leistungsfähigkeit von Ablaufanlagen.

Von Dr. Ing. **Derikartz,** Koblenz.

In einem Aufsatz über die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlagen von Flachbahnhöfen und Gefällsbahnhöfen (Heft 13 und 14 des Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1927) beschäftigt sich Dr. Ing. Frohne u. a. auch mit der Frage des Einflusses der sogenannten Zwischenzeiten auf die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlagen. Unter Zwischenzeit versteht er hierbei den zeitlichen Abstand zwischen dem Ablauf zweier Züge und zwar nur die betrieblich unbedingt notwendige Zeit zwischen dem Ablauf des letzten Wagens eines Zuges und dem des ersten Wagens des folgenden. Unterbrechungen des Ablaufs durch Ursachen, die außerhalb dieses Betriebsvorgangs liegen, wie z. B. durch einfahrende Züge, den Zug verlassende Zugmaschinen, Unterbrechungen des Ablaufs durch Beidrücken in den Richtungsgleisen, mangelnder Zulauf und dergl. scheiden naturgemäß aus. Frohne bemerkt mit Recht, daß diese Zwischenzeiten wesentlich von der Grundrißgestaltung (hinzuzufügen wäre noch von den Höhen- und Neigungsverhältnissen) und von der betrieblichen Organisation abhängig sei. Die letztgenannte wird als vollkommen vorausgesetzt, so daß für die Zwischenzeiten nur das betrieblich unbedingt notwendige Maß übrig bleibt. Bei der Erörterung der Grundrißgestaltung kommt er auf die beiden Hauptformen solcher Ablaufanlagen in Flachbahnhöfen zu sprechen, die ich auch schon wiederholt behandelt habe, nämlich

a) solche Anlagen, bei denen der Abroll-(Brech)punkt innerhalb der Ablaufgleise, oder aber

b) in einem besonderen Verbindungsgleis zwischen Ablauf- und Richtungsgleisgruppe liegt.

Ich habe diese beiden Formen kurz als Auffahrrampe und Eselsrücken bezeichnet. Wenn man die Grundriß- und Höhengestaltung beider Formen betrachtet, so zeigt sich, daß der wesentliche Unterschied beider Lösungen, besonders in betrieblicher Hinsicht, tatsächlich in der Lage des Abroll- oder Brechpunktes liegt. Bei der Besprechung der Form a), also der Auffahrrampe wird die Ansicht geäußert, daß auf Flachbahnhöfen mit Ablaufbergen die Lösung, bei der der Abrollpunkt innerhalb der Ablaufgleise liegt — also die Auffahrrampe — heute aufgegeben sei, und, daß nur durch mich in neuerer Zeit in Verbindung mit dem von mir entworfenen ortsfesten Antrieb diese Lösung wieder aufgegriffen worden sei.

Als Grund für die Aufgabe der Auffahrrampenlösung wird angeführt, daß die „zunehmende steilere Gestaltung der Ablauframpe immer mehr dazu führen würde, die Verteilungsweichen in die Steilrampe und in die Ausrundungsbogen zu legen, was vom Standpunkt der Sicherheit und Unterhaltung Nachteile bringe, die eine Bevorzugung der Lösung b) (Eselsrücken) gerechtfertigt erscheinen ließen." Man könnte nach diesen Ausführungen zunächst annehmen, daß solche Anlagen früher gebaut worden seien, aber sich nicht bewährt hätten. Da ist vielleicht eine kurze Darlegung der Entwicklung und bisherigen Bewährung der vorhandenen Auffahrrampen am Platze. Die Verhältnisse liegen tatsächlich so, daß der Gedanke die zusammenführenden Weichen der Einfahrgruppe und die verteilenden der Richtungsgruppe (also die gesamte Schaltzone) zusammenzuziehen und soweit wie möglich in die Ablauframpe zu verlegen, was wiederum die Lage des Brechpunktes innerhalb der Ablaufgleise bedingt, meines Wissens entstanden ist beim Ausbau des großen Verschiebebahnhofs Wedau südlich Duisburg. Wenigstens sind mir frühere Ausführungen dieser Art nicht bekannt geworden. Diese Wedauer Lösung ist zwar von mir häufiger in meinen Aufsätzen erwähnt worden, aber bisher nicht in das technische Lehrschrifttum übernommen worden und wohl aus diesem Grunde manchen Fachleuten unbekannt geblieben. Von der damals mit der Bauausführung beauftragten Eisenbahnbauabteilung wurde ein Abänderungsvorschlag des ursprünglich durchaus nach früheren Anschauungen aufgestellten Bahnhofsentwurfs gemacht, der die neuartige Lösung enthielt. So wurde der Nordberg des Bahnhofs Wedau zunächst als Auffahrrampe ausgebaut, und wenn ich mich recht entsinne im Jahre 1913 fertiggestellt; er stellt also auch wohl eine der letzten wirklich großen Verschiebeanlagen dar, die seit der Vorkriegszeit in Deutschland neu entstanden sind. Der Vorschlag wurde meiner Erinnerung nach damals damit begründet, daß Ersparnisse an Längenausdehnung eintreten und es dabei ermöglicht werde, die Züge bei der Einfahrt durch ihr Arbeitsvermögen auf die Abdrückhöhe und so nahe wie möglich an den Ablaufpunkt zu bringen. Das hat auch zur Folge — woran damals allerdings nicht gedacht worden ist — daß die „Zwischenzeiten" soweit wie möglich eingeschränkt werden. Die Ablauframpe ist als Steilrampe ausgebildet und arbeitet mit Hemmschuhbremsen. Da nach eingehender Prüfung des Vorschlags sich keine wesentlichen Bedenken ergaben, entschied man sich für die Ausführung. Im Betriebe hat sich die Ablaufanlage als sehr leistungsfähig erwiesen, besondere Schwierigkeiten beim Einbau und bei der Unterhaltung der Weichen in der Steilrampe und der Ausrundung sind nicht bekannt geworden. Die Anlage ist heute noch im Betriebe. Die einzigen Schwierigkeiten, die sich nach meinen Erfahrungen aber auch nur in der ersten Zeit ergeben haben bestanden darin, daß für bestimmte Lokomotivbauarten der Krümmungshalbmesser des Brechpunktes in der senkrechten Ebene zu gering war, eine Schwierigkeit, die sich bei Eselsrückenanlagen nicht auswirkt, weil die den Zug verlassenden Zuglokomotiven hier nicht über den Brechpunkt zu fahren brauchen, was sich bei der Auffahrrampenlösung nicht vermeiden läßt. Es muß allerdings erwähnt werden, daß auch bei Eselsrückenanlagen, wenn die Einfahrgruppe wie bei Frohne in Abb. 9 so hoch gelegt wird, daß nur noch ein geringer Höhenunterschied bis zum Brechpunkt übrigbleibt, die Zugmaschinen auch zweckmäßig über den Brechpunkt geleitet werden. Die erwähnten Schwierigkeiten ließen sich durch Vergrößerung des Krümmungshalbmessers ohne weiteres beseitigen. Später sind noch kleinere Bahnhöfe z. B. Sinsen und Scharnhorst bei Hamm und einige andere mit Auffahrrampen und Ablaufanlagen der beschriebenen Art ausgerüstet worden, ohne daß Schwierigkeiten in bezug auf die Weichenunterhaltung oder die Betriebssicherheit bekannt geworden wären. Auch für den Umbau des Bahnhofs Duisburg wurden Auffahrrampen mit Brechpunkt innerhalb der Einfahrgruppen vorgesehen und für die Umgestaltung eines weiteren großen westlichen Verschiebebahnhofs ist eine ähnliche Lösung beabsichtigt. Man kann also wohl nicht sagen, daß die Auffahrrampenlösung heute aufgegeben sei. Es muß übrigens noch bemerkt werden, daß bei den neuesten Formen der Eselsrückenanlagen auch ein großer Teil der Weichenentwicklung in der Steilrampe oder in der Ausrundung liegt, weil das Bestreben, die ablaufenden Wagen sobald wie möglich auseinanderzuziehen und dadurch wieder den Ablauf zu beschleunigen, dazu geführt hat, die ersten Verteilungsweichen so nahe wie möglich an den Brechpunkt heranzubringen. Da sich hieraus weder für die Sicherheit noch für die Unterhaltung irgendwie besondere Schwierigkeiten ergeben haben, können diese Gründe auch nicht gegen die Auffahrrampe mit einbezogenem Brechpunkt geltend gemacht werden. Selbstverständlich ist bei allen derartigen Anlagen sorgfältigste Gleisunterhaltung erste Vorbedingung für die Sicherheit des Betriebes.

Die Frage, Auffahrrampe oder Eselsrücken oder schärfer gefaßt, Abrollpunkt innerhalb oder außerhalb der Abdrückgleise (denn je nach der Höhenanordnung von Einfahrgleisen, Abrollpunkt und Ablauframpe nehmen auch Eselsrückenlösungen auffahrrampenähnliche Formen an) gewinnt nun noch ihre besondere Bedeutung in Verbindung mit dem Gedanken, die Abdrücklokomotive durch ortsfeste, vom Rangierleiter zu steuernde Abdrückeinrichtungen zu ersetzen. Bei der Beobachtung des Betriebes der erwähnten Anlage in Wedau ist der Gedanke entstanden, die sowohl in betrieblicher als auch in wirtschaftlicher Hinsicht außerordentlich ungünstige Lokomotive durch eine ortsfeste Einrichtung zu ersetzen, die die abzudrückenden Züge über den Abrollpunkt bewegt. Ich brauche an dieser Stelle auf diese betrieblichen und wirtschaftlichen Fragen wohl nicht näher einzugehen und kann auf meine verschiedenen Abhandlungen über dieses Gebiet verweisen*). Die Durcharbeitung dieses Gedankens hat ergeben, daß wohl alle überhaupt möglichen ortsfesten Abrückeinrichtungen dadurch zum mindesten wesentlich vereinfacht werden können, daß das Abdrückgleis in der Abdrückzone von Weichen freigehalten wird. Das hängt damit zusammen, daß zur Übertragung der Arbeit vom ortsfesten Motor auf den zu bewegenden Zug Übertragungsteile (Seile, Zahnstangen oder dergl.) nicht entbehrt werden können, deren Durchführung durch Weichen und Zusammenführung in ein oder zwei Verbindungsgleise, wie es die Eselsrückenlösung verlangt, naturgemäß Schwierigkeiten macht. So erklärt es sich auch, daß ich bei der Entwicklung des ortsfesten Antriebes darauf gedrängt worden bin, mich mit dem Für und Wider der verschiedenen Lösungen näher zu beschäftigen. Auch hierauf möchte ich an dieser Stelle nicht näher eingehen, ich verweise auf die genannten Aufsätze. Hinweisen möchte ich nur darauf, daß eine ganze Reihe führender Fachleute die Einführung der ortsfesten Abdrückanlage lebhaft befürwortet hat, obwohl sie sich dabei durchaus bewußt waren, daß damit auch Auffahrrampen mit über den Brechpunkt hinweggezogenen Einfahrgleisen und entsprechende Weichenanordnungen in der Ablauframpe und in den Ausrundungen verbunden waren.

Nun noch einige Worte zum eigentlichen Thema, den Zwischenzeiten. Behandelt wird für beide Anordnungen der Ablaufanlagen nur der Betrieb mit Lokomotiven. Frohne nimmt dabei an, daß bei der Anordnung mit Ablaufpunkt innerhalb der Ablaufgleise die Spitze des Zuges vor dem Abdrücken 80 m vom Ablaufpunkt entfernt steht und kommt zu einer Gesamtzwischenzeit von 3 bis 4 Minuten, wenn zwei Druckmaschinen vorhanden sind. Für die eigentliche Fahrzeit nimmt er bei einer mittleren Geschwindigkeit von 0,6 m/Sek. mindestens 2 Minuten an und rechnet für das Umstellen der Weichen, Abgabe der Signale für das Abdrücken und ihre Aufnahme durch den Drucklokomotivführer 1,5 Min. Bei einer Maschine kommt die Umlaufzeit, der Zeitaufwand für das Umstellen der Weichen, Auftragsübermittlung usw. hinzu. Frohne nimmt eine Gesamtzeit zu 4 bis 8 Minuten an. Tatsächlich wird bei Anlagen mit einigermaßen ausreichend langen Einfahrgleisen wohl in der Regel mit der letzten Zahl zu rechnen sein.

Bei Verwendung ortsfester Antriebe nach meinem Vorschlag können diese Zwischenzeiten ganz wesentlich verkürzt werden und zwar bis auf die Zeit, die zum Umstellen der Weichen und zum Herandrücken des Zuges zum Ablaufpunkt erforderlich ist. Da der Druckwagen schon während des Abdrückens des vorhergehenden Zuges an den nächsten Zug herangebracht werden kann und jede Signalübermittlung und Aufnahme wegfällt, sinkt die Zwischenzeit praktisch auf die Zeit, die für das Heranfahren an den Brechpunkt und für die Beschleunigung auf die gewünschte Abdrückgeschwindigkeit erforderlich ist. Von dieser Beschleunigung ist auch die Wegstrecke abhängig, d. h. die Entfernung der Spitze des Zuges vom Ablaufpunkt bei Beginn des Anfahrens. Nach Ermittlungen der Gesellschaft für Oberbauforschung beträgt diese Anfahrstrecke bei einem ortsfesten Antrieb für einen Zug von 1200 t Gewicht und einer Abdrückgeschwindigkeit von 1,5 m/Sek. 37,7 m; die Beschleunigungszeit rund 41 Sek. Wählt man die Strecke 50 m lang, damit man eine ausreichende Länge hat, um die kurze steilere Neigung zum Entkuppeln der Fahrzeuge unterzubringen, so dürfte die kürzeste, tatsächlich überhaupt mögliche Anfahrstrecke erreicht sein. Die Zwischenzeit beträgt dann rund 1 Minute. Hiermit dürfte in bezug auf die Zwischenzeit das günstigste erreicht sein, was überhaupt möglich ist.

Bei der Lösung b) mit Ablaufpunkt außerhalb der Einfahrgleise und mit besonderem Verbindungsgleis zwischen Einfahrgruppe und Richtungsgruppe kommt Frohne bei Verwendung einer Druckmaschine je nach Anlage auf Zwischenzeiten von 8 bis 15 Minuten (auch hier dürfte die kürzeste Zeit nur für kleine Anlagen zutreffen) und bei zwei Maschinen auf 4 bis 7 Minuten. Die für den Betrieb mit einer Maschine ermittelte Zeit stimmt auch mit dem erfahrungsmäßigen Ergebnis von drei in der Stunde abzudrückende Züge überein, während die Leistung bei zwei Maschinen auf vier steigt. In betriebswirtschaftlicher Hinsicht muß darauf hingewiesen werden, das die Verwendung von zwei Drucklokomotiven eine außerordentlich hohe Belastung darstellt. Man kann wohl sagen, daß das Ziel aller Verbesserungen der betrieblichen Verhältnisse der Einfahr- oder Ablaufgleise daraufhin gerichtet ist, mit nur einer Drucklokomotive auszukommen.

Welchen Einfluß auf die Zwischenzeiten üben nun fernverständigte oder ferngesteuerte Lokomotiven aus? Ich kann hier auf meine Ausführungen und Darlegungen in dem Aufsatz „Eselsrücken oder Auffahrrampe" (Verkehrstechnische Woche 1926, Heft 37) verweisen und mich hier auf kurze Feststellungen beschränken. Bei der fernverständigten Lokomotive besteht der Unterschied gegenüber dem bisherigen Verfahren nur darin, daß der Rangierleiter besser wirkende und von Witterungseinflüssen unabhängige Signale zur Verfügung hat. Der Einfluß auf die Zwischenzeiten wird sich also wohl nur unter besonderen Umständen bemerkbar machen. Bei der ferngesteuerten Lokomotive fällt die Signalgebung bis zu einem gewissen Grade überhaupt weg, nämlich, soweit es möglich ist, die Bewegungsvorgänge vom Rangierleiter steuern zu lassen. Das wird bei den Bewegungen, die den größten Teil der Zwischenzeiten in Anspruch nehmen, nämlich beim Wechseln von Gleis zu Gleis und beim Umsetzen am Einfahrstellwerk in Wahrheit kaum möglich sein; es hat auch keinen Zweck, weil man zu diesen Bewegungen die Maschine nicht allein fahren lassen kann, sie also doch mit einem Mann besetzen muß. Die Fernsteuerung wird sich also tatsächlich wohl nur beim eigentlichen Abdrückvorgang auswirken können. Im ganzen kann also gesagt werden, daß sich die Zwischenzeiten auch bei Verwendung ferngesteuerter Lokomotiven nicht wesentlich verringern lassen.

Wenn nun auch Zwischenzeiten im Betriebe nicht ganz zu vermeiden sein werden, so drängen doch betriebliche und wirtschaftliche Erwägungen darauf hin, sie so kurz wie möglich zu machen, oder, wie ich das an anderer Stelle auch schon betont habe, den Betrieb der ganzen Anlage fließend zu

*) Verfasser, Bewegungseinrichtungen auf Verschiebebahnhöfen in technischer und wirtschaftlicher Beleuchtung. V. W. 1924, Heft 24. — Über die Gestaltung der Auffahrrampe der Ablaufberge, Sonderausgabe V. W. „Verschiebebahnhöfe in Ausgestaltung und Betrieb", 2. Band, 1925; Eselsrücken oder Auffahrrampe V. W. 1926, Heft 37. — Ziel und Wege der Verschiebetechnik, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1926, Heft 21.

gestalten. Frohne kommt auf Grund seiner Ermittlungen zu dem gleichen Ergebnis, wobei noch besonders seine Feststellung hervorgehoben werden muß, daß sich die Zwischenzeiten bei zunehmender Zuführungsgeschwindigkeit, d. h. also bei gesteigerter Leistung der Anlage immer ungünstiger auswirken. Wenn man also durch Verbesserung der Ablaufverhältnisse unter Anpassung der Neigungen an die Erkenntnisse ablaufdynamischer Untersuchungen und durch Anwendung leistungsfähiger Bremsen und sonstiger mechanischer Einrichtungen die Ablaufgeschwindigkeit vergrößert und man dadurch höhere Zuführungsgeschwindigkeiten und im ganzen größere Leistungen erreicht, so muß, wenn die ganze Anlage betrieblich gleichartig und wirtschaftlich günstig sein soll, auch für die Zuführungszone alles ausgeschaltet werden, was die Zwischenzeiten, die vom Standpunkt der Gesamtausnützung als verloren betrachtet werden müssen, anwachsen lassen kann. Es hat keinen Zweck, auf der Ablaufseite mit Bruchteilen von Sekunden zu rechnen, während auf der Zuführungsseite Minuten nutzlos verstreichen oder aber ein Aufwand an Lokomotiven in Kauf genommen werden muß, der die Wirtschaftlichkeit ungünstig beeinflußt. Derartige Erwägungen führen dazu, wenigstens für Flachbahnhöfe (für Gefällbahnhöfe, die aber aus anderen Gründen nicht überall möglich sein werden, kommt Frohne auf Grund seiner Untersuchungen zu außerordentlich günstigen Werten der Zwischenzeiten) auf die Ausbildung der Zuführungszone im Sinne einer Verkürzung der Zwischenzeiten den allergrößten Wert zu legen. Daß hierbei die Auffahrrampenlösung mit Brechpunkt innerhalb der Einfahrgleise günstigere Ergebnisse liefert, zeigen auch die Untersuchungen Frohnes. Das gilt schon für Lokomotivbetrieb. Eine Betriebsführung, die noch günstigere Ergebnisse zeitigen wird und der besten Lösung „der Fließarbeit“, soweit wie irgend möglich nahekommt, gestattet die Auffahrrampenlösung in Verbindung mit dem ortsfesten, vom Rangierleiter gesteuerten Antrieb. Bei diesen Überlegungen darf auch der Gedanke nicht stören, daß in Wahrheit die Aufeinanderfolge der Züge nicht immer so sein wird, daß die Anlage ständig ausgenützt wird, die „Umbildungsmaschine“ also ständig Arbeit hat. Die Erfahrung zeigt, daß es gerade das Zusammentreffen der ungünstigsten Verhältnisse ist, was den betrieblichen Druck erzeugt, und daß demgemäß auch die Umbildungsanlagen, die in das Eisenbahnnetz eingeschaltet sind, so bemessen und ausgestattet werden müssen, daß sie auch unter ungünstigeren Umständen die Vorflut der Betriebsabwicklung nicht stören. Erwähnt werden muß endlich noch der Einfluß der Zwischenzeiten auf den Gesamtumfang der Einfahrgruppen, die sich merkbar dahin auswirkt, daß vorhandene Anlagen bei Verbesserung der Betriebsverhältnisse leistungsfähiger werden, d. h. größeren Verkehr bewältigen können und daß Neuanlagen in ihren Abmessungen bei höherer Leistung geringeren Umfang aufweisen dürfen.

In Heft 21, Jahrgang 1927 dieser Zeitschrift beschäftigt sich auch Dr. Ing. A. Baumann mit der Weichenentwicklung der Einfahrgleise an den Ablaufbergen der Verschiebebahnhöfe. Auch hierzu mögen einige kurze Worte gestattet sein. Es wird zunächst zugegeben, daß die Wegelängen beim Beidrücken an den Ablaufpunkt (Anfahren) am stärksten verkürzt werden, wenn man die von mir vorgeschlagene Anordnung anwenden könnte, bei der alle Gleise unvereinigt über den Bergscheitel laufen und die Vereinigungsweichen erst in und unter der Steilrampe liegen. Als Nachteile, die der Verfasser als schwerwiegend empfindet, erwähnt er, daß die gesamte Entwicklung der Richtungsgleise wegen der noch unterhalb der Steilrampe liegenden Einfahrweichen vom Ablaufpunkt abdrückt, wodurch durchweg längere Laufwege der ablaufenden Wagen durch die vom Bergscheitel sich länger hinziehende Weichenzone entstehen. Er ist der Ansicht, daß diese Verschlechterung des Ablaufbetriebes empfindlich sei und kommt dazu, eine Zwischenlösung vorzuschlagen, die eine Verbindung beider Anordnungen darstellt. Die zusammenfassenden Weichen der Einfahrgruppen werden soweit über den Ablaufpunkt hinweggezogen, daß die letzten Weichen der Einfahrgruppen mit den ersten Spaltungsweichen der Richtungsgruppen zusammenstoßen und zwar in Form von doppelten Kreuzungsweichen. Es muß zugegeben werden, daß sich mit diesem Vorschlag (vorausgesetzt, daß er gleistechnisch durchführbar ist, was wegen der Gefällswechsel zweifelhaft erscheint) ein Teil der Vorteile, die die von mir angegebene Lösung bietet, auch erreichen läßt und zwar um so mehr, je mehr von der Weichenentwicklung der Einfahrgruppe über den Ablaufpunkt hinübergezogen wird. Ich erwähne nur die Ausnützung des Arbeitsvermögens der einfahrenden Züge zur Gewinnung eines Teiles der Ablaufhöhe, ferner Gewinn an Länge, weil das Verbindungsgleis der Eselsrückenlösung wegfällt und endlich auch die Möglichkeit, die abzudrückenden Züge vor dem Abdrücken näher an den Ablaufpunkt heranzubringen. Zum Teil lassen sich ja diese Vorteile sogar bei der Eselsrückenlösung in ihren neueren Formen ermöglichen. Es muß aber darauf hingewiesen werden, daß diese vorgeschlagene Zwischenlösung dann nicht möglich ist, wenn die ersten Spaltungsweichen der Richtungsgleise soweit an den Ablaufpunkt herangezogen werden, wie es vielfach zur Erzielung eines beschleunigten Ablaufs und baldmöglichster Auseinanderziehung der ablaufenden Wagen für zweckmäßig gehalten wird. Wenn diese Spaltungsweichen nur 15 m vom Ablaufpunkt entfernt sind, ist es praktisch ziemlich unwirksam, wenn man sie als doppelte Kreuzungsweiche ausbildet und unmittelbar an die Einfahrgleise anstoßen läßt. Der Kernpunkt bleibt also immer der, ob dieses Vorschieben der Spaltungsweichen erforderlich ist, oder genauer gesagt, ob die Vorteile, die hierdurch entstehen, so groß sind, daß die dabei unvermeidliche Verschlechterung der Zwischenzeiten in der Einfahrgruppe in Kauf genommen werden kann. Mit anderen Worten, ob mit der von mir empfohlenen Anordnung, bei der die Spaltungsweichen weiter vom Ablaufpunkt abrücken, tatsächlich in bezug auf den Ablaufvorgang der Wagen vom Bergscheitel an durch die Weichenzone und auf die Laufwege so schwerwiegende Nachteile verbunden sind, wie Dr. Baumann und andere annahmen. Ich habe auch hierüber eingehende Untersuchungen angestellt, die in dem bereits erwähnten Aufsatz „Eselsrücken oder Auffahrrampe“ wiedergegeben sind. Ich darf auf diese Ausführungen verweisen und mich hier auf die Wiedergabe einiger Zahlen beschränken. Verglichen wurde die neue Ablaufanlage in Hamm mit einer nach meinen Vorschlägen gestalteten, wobei gleiche Höhen- und Neigungsverhältnisse in der Ablauf- oder Schaltzone angenommen wurden. Es war möglich, die gesamte Weichenzone der Einfahrgleise in die Ablauframpe zu legen und zwar für acht Einfahrgleise unter Verwendung normaler Weichen 1:9 (bei Verwendung von Steilweichen entsprechend mehr). Ich darf auf die Abbildungen des vorerwähnten Aufsatzes Bezug nehmen. Es sind nur zwei Gleisbremsen erforderlich gegenüber der Lösung in Hamm mit vier, die in beiden Fällen am Fuß der Rampe liegen. Die Verzweigungsmöglichkeit der Richtungsgleise ergibt sich, wenn überhaupt, nur ganz wenig ungünstiger als in Hamm. Die Zone, in der eine weitere Verästelung der vier Hauptrichtungsstränge möglich ist, liegt 38 m weiter. Dieses Maß stellt wohl die Verlängerung der Laufwege dar, die die Anordnung bedingt. Die Hauptspaltungsweiche liegt allerdings 45 m weiter vom Abrollpunkt entfernt. Trotzdem hat die Untersuchung der dynamischen Eigenschaften des Ablaufs eine wesentliche Überlegenheit der An-

ordnung mit weiter vorgeschobener Spaltungsweiche nicht gebracht; die nähere Durchprüfung ergibt zudem, daß kleine Unterschiede, die beide Anordnungen aufweisen, durch geringfügige Änderungen der Ablaufhöhe und Abdrückgeschwindigkeit bei der Ablauframpe ausgeglichen werden können. Das Gesamtergebnis habe ich damals dahin zusammengefaßt, daß beide Anordnungen des Ablaufpunktes zweifellos ihre Vor- und Nachteile haben, daß sich aber die Nachteile der Verlegung des Ablaufpunktes innerhalb der Einfahrgleise bei näherer Betrachtung doch wesentlich anders darstellen, als vielfach angenommen wird. Jedenfalls fallen die Nachteile dieser Lösung gegenüber dem Vorteil, daß sie ermöglicht, die Zwischenzeiten auf einen kleinsten Wert herabzudrücken (angenähert sie ganz verschwinden zu lassen) nicht mehr ins Gewicht, wenn man die Gesamtleistung einer Umbildungsanlage im Auge hat. Das gilt zunächst ganz unabhängig davon, ob mit Lokomotiven oder mit ortsfesten Antrieben gearbeitet wird.

Die Bedeutung der Auffahrrampenlösung in Verbindung mit Abdrückeinrichtungen ist bereits erörtert worden. Da weiter bei Ablaufanlagen in Flachbahnhöfen die Zwischenzeiten in wirtschaftlicher Form wohl nur durch ortsfeste Antriebe ausgeschaltet werden können und das Fehlen von Weichen in der Abdrückzone Vorbedingung solcher Antriebe ist, ergeben sich weitere Gründe, die für die Auffahrrampenlösung sprechen. Die Verbindung von ortsfester Abdrückeinrichtung und Auffahrrampe ermöglicht Hochleistungsanlagen mit einer wirtschaftlichen Arbeitsabwicklung, die praktisch als fließend bezeichnet werden kann. Diese Gesichtspunkte sind für die Beurteilung der Verhältnisse ausschlaggebend.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Schweißung der Schienenstöße auf der Schoschabrücke der russischen Oktoberbahn.

In Heft 1, Jahrg. 1927 dieser Zeitschrift wurde hierüber schon kurz berichtet. Auf Grund einer eingehenden Abhandlung in Scheljeznodoroschnoje Djels. Put. 1928, Heft 2, soll hierüber noch einiges nachgetragen werden. Anregend zu diesem ersten Versuch der Schienenschweißung auf russischen Eisenbahnen waren die bekannten Schweißungen der Reichsbahndirektion Breslau an der Oderbrücke bei Steinau. Zur Wahl stand die kombinierte Schweißung und die Druckschweißung. Erstere ist die bei Straßenbahnen und auch auf deutschen Eisenbahnen verbreitetere. Zum Vergleich wurden nach beiden Verfahren Probeschweißungen angestellt und die Festigkeit der Schweißstelle im Vergleich zu der des Schienenbaustoffes in der Versuchsanstalt untersucht. Die Ergebnisse waren:

a) Bruchlast und Biegungsfestigkeit:
für den Schienenbaustoff 55000 kg . . . . . . 72,7 kg/mm²
für den nach dem kombinierten Verfahren geschweißten Stoß 35000 kg . . . . . . . . . 43,5 kg/mm²
für den nach dem Druckschweißverfahren geschweißten Stoß 33900 kg . . . . . . . . . 42,2 kg/mm²

b) Zugfestigkeit:
nach dem kombinierten Verfahren geschweißter Stoß. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 27,8 kg/mm²
nach dem Druckschweißverfahren geschweißter Stoß. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 42,0 kg/mm²
die Versuche nach a) und b) bezogen sich auf den Schienenkopf.

c) Härte nach Brinell:
in der Nähe der Schweißstelle . . . . . . . . 140 kg/mm²
entfernt von der Schweißstelle . . . . . . . . 220 kg/mm².

Wegen der größeren Sicherheit und wegen der Laschenanbringung entschloß sich die Oktoberbahn zur Druckschweißung.

Für die Sicherung des Betriebs im Falle von Brüchen geschweißter Schienen wie für die Beseitigung der Wanderung durch Wanderklammern der Form Schumilow und Tschistjakow (ein Anschlagwinkel, zwei konische Klammern und ein Bolzen mit Muttern) waren Vorschriften erlassen. Zum Anziehen der Schrauben waren nur 20 cm lange Schlüssel zugelassen. Hierbei ergab sich eine Beanspruchung der Klemmen von 1260 kg/cm².

Die dynamische Untersuchung vor und nach der Schweißung ergab den größten Stoßkoeffizienten bei geschweißten Stößen zu 1,04 gegenüber 1,11 bei nichtgeschweißten Stößen. Brüche der Schweißstellen sind bisher nicht eingetreten, aber an einigen Stößen zeigte sich etwas Schienenabnützung, was auf jeden Fall auf ungenügende Härte des Stahles an den Schweißstellen hinweist. Unter dem Zugverkehr merkt man von Stößen gar nichts. Der Lauf der Züge ist sehr ruhig. Die Wanderung hat vollständig aufgehört. Die Aufmerksamkeit, die in Deutschland der Stoßschweißung auf Brücken zugewendet wird, findet auch in Rußland Nacheiferung. Dr. S.

### Die Stoßlücken beim Reichsoberbau.

Vor kurzem wurden in einer Verfügung der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft folgende neue Regeln für die Anordnung der Stoßlücken beim Reichsoberbau aufgestellt.

| Schienenlänge m | Luftwärme in Grad Celsius: über + 20° | + 20° bis + 5° | + 5° bis − 5° | − 5° bis − 20° | unter − 20° |
|---|---|---|---|---|---|
| | Stoßlücke mm | | | | |
| 12, 15 und 18 . | 0 | 3 | 5 | 7 | 10 |
| 30 und mehr . | 0 | 5 | 7 | 10 | 15 |

In Tunnelgleisen mit Ausnahme der ersten 100 m vom Tunneleingang aus und in Weichen sind keine Stoßlücken vorzusehen. Schienen von mehr als 30 m Länge dürfen nur dann verlegt werden, wenn die Luftwärme nicht mehr als + 15° C und nicht weniger als + 5° C beträgt, weil sonst bei Wärmeänderungen die Spannungen in den eingebauten Schienen zu groß werden.

Nach der Verfügung sind die Stoßlücken unter der Annahme ermittelt, daß die Schienen infolge der beim Reichsoberbau vorhandenen festen Verspannung mit den Schwellen in ihrem mittleren Teile bei Wärmewechsel keine Änderungen erleiden können, weil der Widerstand der Schwellen und der Bettung größer ist als die Spannungen, die im Gestänge auftreten, von der Schiene S 49 aber wegen ihres großen Querschnittes verarbeitet werden. Nur an den beiden Enden, wo dieser Widerstand kleiner ist, kann sich jede Schiene unbeschadet ihrer Länge um ein gewisses Maß ausdehnen. Daraus folgt, daß dieser auf fester Verspannung beruhende Widerstand gegen Längenänderungen auch bei der Ausführung von Unterhaltungsarbeiten aufrecht erhalten werden muß. Nach der Verfügung sollen Unterhaltungsarbeiten, bei welchen das Gleis zum Teil freigelegt werden muß, zur Verhütung von Gleisverwerfungen möglichst nur auf kurze Strecken und bei einer Luftwärme von + 5° C bis + 20° C ausgeführt werden. Bei mehr als + 15° C Luftwärme dürfen immer nur fünf Schwellenfelder nebeneinander vollständig freigelegt werden, während die dazwischen liegenden fünf Schwellenfelder möglichst und zwar namentlich an den Köpfen verfüllt bleiben müssen. Vor dem Freilegen der Schwellenfelder müssen die Schwellenbefestigungsschrauben gut nachgezogen werden, damit die in den Schienen etwa aufgespeicherte Spannung sich nicht auslösen kann. Die fertiggestellten Gleisstrecken müssen sofort wieder verfüllt werden. Eine Strecke, an der gearbeitet wird, darf nie länger als 60 m sein. In Bögen dürfen Ausrichtungsarbeiten, bei welchen das Gleis auch an den Köpfen auf größere Strecken freigelegt werden muß, nur bei einer Luftwärme von + 5° C bis + 15° C ausgeführt werden. Dabei soll größte Vorsicht angewendet und der in Frage kommende Gleisabschnitt langsam befahren werden. Er ist durch Langsamfahrscheiben zu decken. D.

## Lüftung des Hauensteintunnels mit Hilfe eines Luftschachtes.

Die Lüftungseinrichtung dieses Tunnels ist besonders dadurch bemerkenswert, daß die Lüftungsmaschinen durch einen Schacht unterstützt werden, der einen Schornstein bildet. Hierdurch wurde es möglich, von Anfang an mit verhältnismäßig kleinen Maschinensätzen auszukommen, die noch dazu nur während der heißen Zeit im Betrieb zu stehen brauchen, weil im Winter der Schacht allein die Lüftung besorgt.

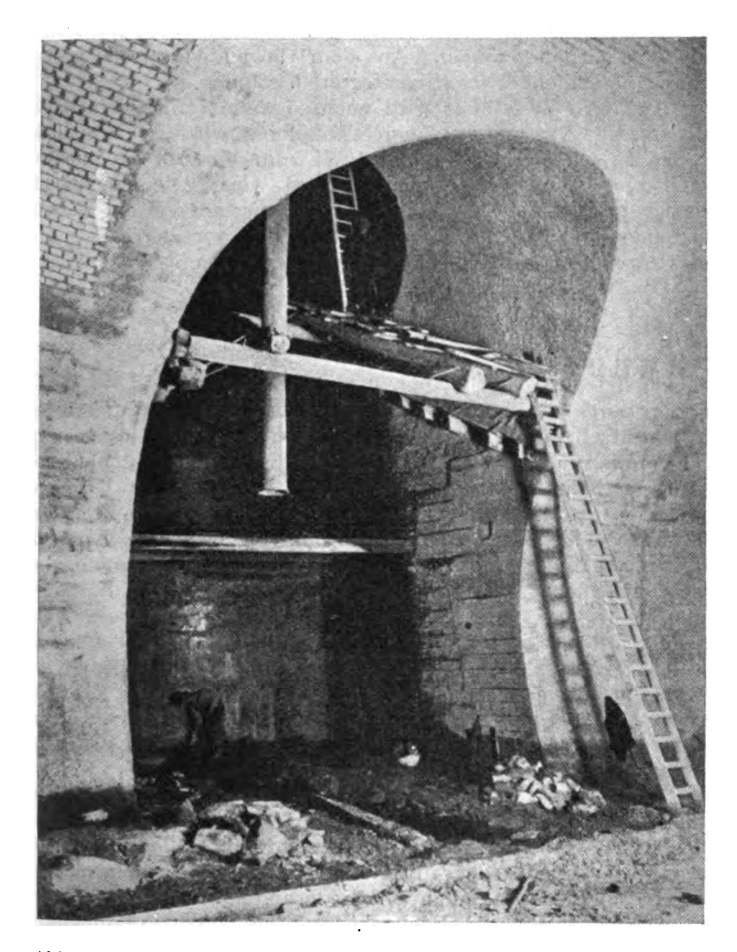


Abb. 1. Zugang zum Lüftungsschacht 4540 m vom südlichen Tunnelmund.

Im Tunnel von Hauenstein waren die Verhältnisse sehr günstig für die Herstellung eines Luftschachtes. Das Gebirge, das eine Höhe von 500 m über der Höhe des Südeingangs erreicht, hat über der Mitte des Tunnels nur eine geringere Überlagerung, der Schacht hat nur eine Tiefe von etwa 130 m.

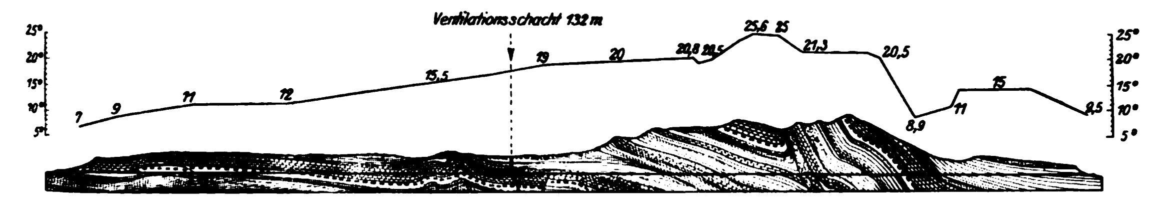



Abb. 2. Längenschnitt des Hauensteintunnels.

Die Wirkung der Lüftung ist naturgemäß am günstigsten, wenn der Temperaturunterschied zwischen der Luft, die in die Tunnelmündungen eintritt, und der, die im Schacht aufsteigt, seinen Größtwert erreicht, das ist hauptsächlich im Winter. Dann erwärmt sich die kalte Luft auf dem Wege nach der Mitte des Tunnels ganz erheblich durch Berührung mit den Wänden, sie dehnt sich dabei aus und zieht infolge ihres verringerten spezifischen Gewichts im Schacht schneller hoch als während der warmen Jahreszeit.

Um den Zug zu erhöhen ist im oberen Teil des Schachtes, der 5,6 m Durchmesser hat, eine Lüftungsmaschine eingebaut, die 88 m³ in der Sekunde fördert und eine Saugleistung von 4 mm Wassersäule erzeugt.

Ein Beispiel wird die Wichtigkeit des Schachtes für die Lüftung des Tunnels zeigen: Angenommen, daß der Temperaturunterschied zwischen der äußeren Luft und der Luft im Schornstein 20° C beträgt, ein Unterschied, der für gewöhnlich nur in Wintermonaten erreicht wird, erreicht die Saugwirkung, die in diesem Falle durch den natürlichen Zug eintritt, 10 mm Wassersäule. Das genügt um eine Luftmenge von etwa 100 m³ in der Sekunde durch jeden Tunneleingang zu saugen. Der aufgestellte Maschinensatz mit seiner Förderleistung von 88 m³ in der Sekunde leistet also nur 25 % der gesamten Leistungsarbeit. Die Kosten der Maschinenanlage und für die verbrauchte Arbeit sind also viel geringer als beispielsweise die einer Anlage mit Vorhängen an den Tunneleingängen, wobei die ganze Entlüftungsarbeit durch Ventilatoren verrichtet werden müßte, die die Luft von einem Tunnelende zum andern drücken. Während der in den Schacht eingebaute Maschinensatz nur etwa 10 bis 15 PS beansprucht, würde ein Ventilator, der 200 m³ Luft in der Sekunde von einem Tunnelende zum andern leitet, etwa 20 mal soviel Kraft verbrauchen. Daraus geht hervor, daß die Durchschlagskosten des Schachtes, die sich auf etwa 150000 ℳ belaufen, jedes Jahr reichlich durch die erzielten Betriebsersparnisse ausgeglichen werden. Überdies werden die beträchtlichen Kosten für die Vorhänge an den Tunneleingängen, die Vorrichtungen zum selbsttätigen Öffnen und Schließen erhalten müßten, vollständig vermieden.

Abb. 1 zeigt die Übergangskammer von dem Tunnel zu dem Luftschacht, Abb. 2 den Längenschnitt durch das Gebirge mit der Lage des Schachtes. Die Temperaturen im Innern des Tunnels sind in den Längenschnitt eingetragen.

Beim Bau des Tunnels wurde die Lüftung durch eine einstweilige Lüftungsanlage bewirkt. Eine Gruppe Sulzer-Ventilatoren im Maschinenhaus am Südeingang drückte die Luft in die im Tunnel angelegte Leitung und mündete in der Nähe der Arbeitsstätte. Die Anlage war so eingerichtet, daß zwei oder drei Ventilatoren in Reihe geschaltet werden konnten, je nachdem der Ausbruch des Tunnels fortschritt, d. h. in dem Maße, wie die Leitungsverluste größer wurden. Zur Zeit der vollständigen Ausnützung dieser Anlage waren alle Ventilatoren in Reihe geschaltet, der erhaltene Druck war 18 mm Wassersäule, die Leistung betrug 4 bis 5 m³ in der Sekunde und der Kraftverbrauch etwa 150 bis 180 PS.

R. W. M.

## Holz- und Schwellenbearbeitungsanlage der Süd-Pacific-Gesellschaft.

Die Süd-Pacific-Gesellschaft unterhält außer drei kleinen Schwellenlagern ein großes Hauptlager für Brücken- und Bauhölzer in West Oakland, Californien, das für die Verfrachtung zu Schiff und mit der Bahn gleich günstig gelegen ist und für die Staplung von 950000 qm (2200000) Brücken- und Bauholz, 85000 m (134000) Rammpfähle, 10000 m (27000) Telephonstangen und 800000 Stück (1400000) Bahnschwellen eingerichtet ist. Der jährliche Umschlag ist vorstehend in Klammern beigefügt.

Im Lager sind Trockenöfen für das zu stapelnde Bau- und Schreinereiholz sowie Holzbearbeitungsmaschinen vorhanden, mit denen alle Säge-, Fräse- und Hobelarbeiten für Bauteile, Türen, Fenster und dergl. ausgeführt werden. Ferner wird hier das Holz für die Tränkung zugerichtet und die Anfertigung von Schutzkästen und Leitungskanälen für die Signaleinrichtungen besorgt. Auch werden die sämtlichen kleinen Fahrzeuge der Gesellschaft, wie Hand- und Gepäckkarren, Fahrräder und dergl. instand gesetzt. Die Bahnunterhaltungsabteilung enthält eine neuzeitliche Holztränkanlage für die Telephonstangen, Rammpfähle und Bahnschwellen. Mit den vorhandenen Schwellenbohr- und

Eindrehmaschinen werden in einem Achtstundentag rund 3000 Schwellen bearbeitet.

Die ankommenden Hölzer werden mit Kranen, die Schwellen von Hand entladen. Die entladenen Hölzer werden entsprechend ihrer weiteren Bestimmung geschnitten. Die Schnittware wird dann getrocknet und bis zur weiteren Verwendung gelagert. Auf diese Weise und durch Verwendung aller Abfallteile können etwa 90% des Bedarfs an Brettern und Kantholz im eigenen Betrieb gewonnen werden, während diese bisher zu teueren Preisen gekauft werden mußten. Da das frisch geschnittene Holz für die Verwendung noch nicht brauchbar ist, muß es gelagert und durch besondere Maßnahmen gegen Fäulnis geschützt werden. Es wird auf Betonsockeln entsprechender Höhe gelagert, so daß es mit dem Boden nicht in Berührung kommen kann. Die Holzstapel werden von unten und seitlich von jedem Pflanzenwuchs freigehalten. Der Untergrund wird nach den örtlichen Bodenverhältnissen entwässert. Das viel verwendete rote Sandelholz bedarf dieser sorgfältigen Lagerung nicht, da es nicht so leicht der Zerstörung unterworfen ist.

Das Holz für Bau- und Schreinereizwecke wird in besonderen Öfen getrocknet, deren zwei von je 16 m Länge vorhanden sind. Die Trocknung wird bei Schreinereiholz bis zu 6%, für die übrigen Bauteile bis zu 10% Feuchtigkeitsgehalt durchgeführt. Die Öfen sind mit Kontrollvorrichtungen für Hitze und Feuchtigkeit versehen. Die fortschreitende Trocknung im Ofen wird nach Probestücken, nicht nach der Zeitdauer der Trocknung beurteilt. Bei Beschickung eines Ofens werden Probestücke beigelegt, welche den vollen Holzquerschnitt und eine Länge von rund 60 cm haben. Proben von etwa 10 cm Länge werden von Zeit zu Zeit abgeschnitten, gewogen, in einem elektrischen Ofen getrocknet und dann wieder gewogen. Aus dem Gewichtsunterschied wird der augenblickliche Feuchtigkeitsgrad bestimmt.

Auch das Abfallholz wird noch so weit als irgend möglich ausgenützt. Das unbrauchbare Abfallholz wird zu Brennholz für die Zwecke der Gesellschaft und zum Verkauf an die Angestellten zerkleinert. Der Überschuß wird in einem Pferch gelagert und von da aus durch eine Luftsaugeanlage dem Kesselhaus zugeführt, die durch einen 150 PS-Motor betrieben wird und Hölzer von 35 cm × 35 cm befördern kann. Wa.

(Railw. Age 1928, März, S. 743.)

# Buchbesprechungen.

**Dr. Ing. Heinrich Saller, Der Eisenbahnoberbau im Deutschen Reich,** Berlin 1928. Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn, 325 Seiten mit 143 Abbildungen.

Das Buch ist im Untertitel als „Handbuch für Lernende und Lehrer des Eisenbahnwesens" bezeichnet. Das ist ein deutlicher Hinweis darauf, daß es mit dem amtlichen Unterrichtswesen bei der Deutschen Reichsbahn im Zusammenhang steht. Aber wir haben ein Buch vor uns, das nicht nur für den Unterrichtsbeamten und seinen Zögling Bedeutung hat. Das hieße Zweck und Ziel, Wert und Bedeutung des Buches zu niedrig einschätzen. Vielmehr wird sich das Buch auch als wertvolles Hilfsmittel für den Dienst erweisen, und es gehört somit in die Hand aller Gleiswirte und Gleispfleger von der Reichsbahndirektion bis zur Bahnmeisterei. Ja, noch darüber hinaus kann und sollte seine Wirkung gehen. Manche Unzulänglichkeit in der Geschichte des Eisenbahngleises erklärt sich daraus, daß die fertigende Industrie, die oftmals auch Neuentwürfe herausgestellt hat, abseits von der Gleisunterhaltung steht und stehen muß. Es fehlt ihr somit an den unmittelbaren Bewährungserfahrungen, die im Oberbau für Neuerungen und Weiterbildungen allein richtunggebend sein können. Bekannt ist, daß Haarmann diese Kluft mit seinem Gleismuseum zu überbrücken versuchte. Bücher wie das vorliegende können gleichfalls dazu beitragen, Hersteller und Verbraucher einander näher zu bringen.

Saller hat sich bisher im Oberbau als Forscher auf Neuland betätigt. Bekannt, aber noch nicht voll verwertet sind seine Berechnungen über die Stoßwirkungen am Gleise und über die Wirkungen der Geschwindigkeit der Lasten. Neuerdings ist Saller durch Berücksichtigung der elastischen Dämpfung zu den Ansätzen einer allgemeinen Dynamik des Gleises gelangt, eine Lehre, die hoffentlich bald Fortsetzung und Abschluß und damit die Möglichkeit der Verwertung findet. Den Übergang vom spürenden Forscher zum sichtenden, wertenden Verfasser eines Lehrbuches hat Saller mit Glück vollzogen. Rechnerische Ableitungen finden sich in dem vorliegenden Buche gemäß seiner Bestimmung nicht. Aber der kundige Leser wird durch die sichere Beherrschung des Stoffes, durch treffende, dabei maßvolle Werturteile erfreut. Die Darstellung ist klar und flüssig, stellenweise etwas eigenwillig. Auswahl und Einteilung des Stoffes stehen in wohlabgewogenem Gleichgewichte, die Abschnitte über Oberbaugeräte und -Maschinen sowie über Gleisarbeiten entsprechen dem neuesten Stande. Die Abbildungen und die ganze Ausstattung des Buches sind mustergültig.

Man braucht dem Buche die ihm zukommende Verbreitung nicht besonders zu wünschen, es wird seinen Weg von selbst machen. Aber einen Wunsch, der an mehreren Stellen des Buches durchklingt, muß jeder mitfühlende Beurteiler nachdrücklich unterstreichen: daß nämlich der wiederholten Mahnung Sallers, der wissenschaftlichen Beobachtung und dem planmäßigen Versuchswesen mehr Nachdruck zu geben, endlich Erfüllung werden möge. Nur so kann die Erfahrung durch die Wissenschaft befruchtet, der Fortschritt durch klare Erkenntnis beschleunigt, die Weiterbildung des Oberbaus vor Fehlschlägen und Enttäuschungen bewahrt werden. Auch die neuerdings mit so viel Eifer und Erfolg begonnene Mechanisierung der Gleisarbeit bedarf der planmäßigen Durchforschung, um auf die höhere Stufe einer wirklichen Rationalisierung gehoben zu werden!

Dr. Bl.

# Berichtigung

## zum Aufsatz: **Wirtschaftlichkeit und Zweckmäßigkeit des maschinellen Gleisumbaus.**

Im zweiten Teil des bezeichneten Aufsatzes (Heft Nr. 11 dieses Jahrganges) haben sich durch nachträgliche Änderungen einige Zahlenfehler eingeschlichen, die nachfolgend berichtigt werden:

Seite 205 rechte Spalte Abschnitt III Absatz „1. Betriebserschwernisse" muß es heißen:

statt Positionen 7a—c, Position 2a—b
„ „ 9 und 20, „ 4 und 15

Seite 206 rechte Spalte im zweiten Absatz

statt Positionen 26, Position 18
„ „ 27, „ 19

Seite 208 linke Spalte unter 9. „Besondere Bemerkungen zu einzelnen Positionen der Kostenanschläge"

statt „Zu Position 7 c", „Zu Position 2 c"
„ „ „ 10—16 „ „ 5—11
„ „ „ 18 „ „ 13
„ „ „ 22 „ „ 16
„ „ „ 23 „ „ 17
„ „ „ 28—30 „ „ 20—22.

„Zu Position 32—35" fällt weg,
statt „Zu Position 36—40", „Zu Position 23—25".

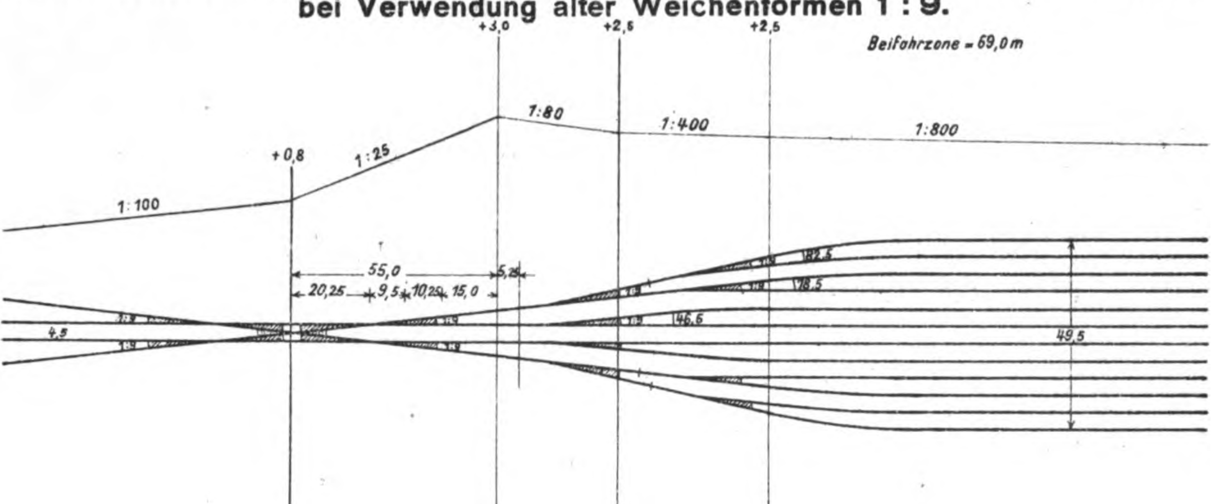
Innerhalb dieses letzten Absatzes muß es heißen statt „Position 36 und 39", „Position 23 und 25", und statt „Fehlerposition 40", „Fehlerposition 26".

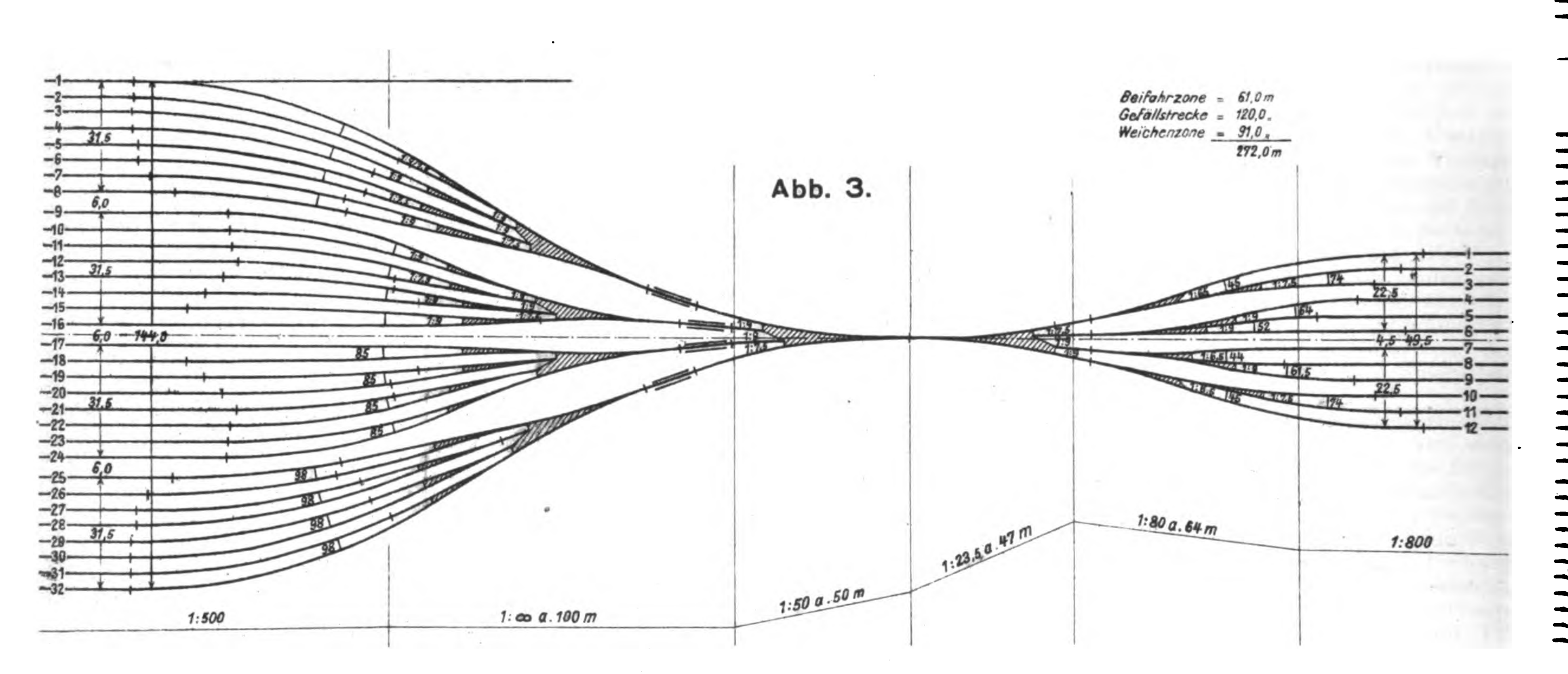
Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

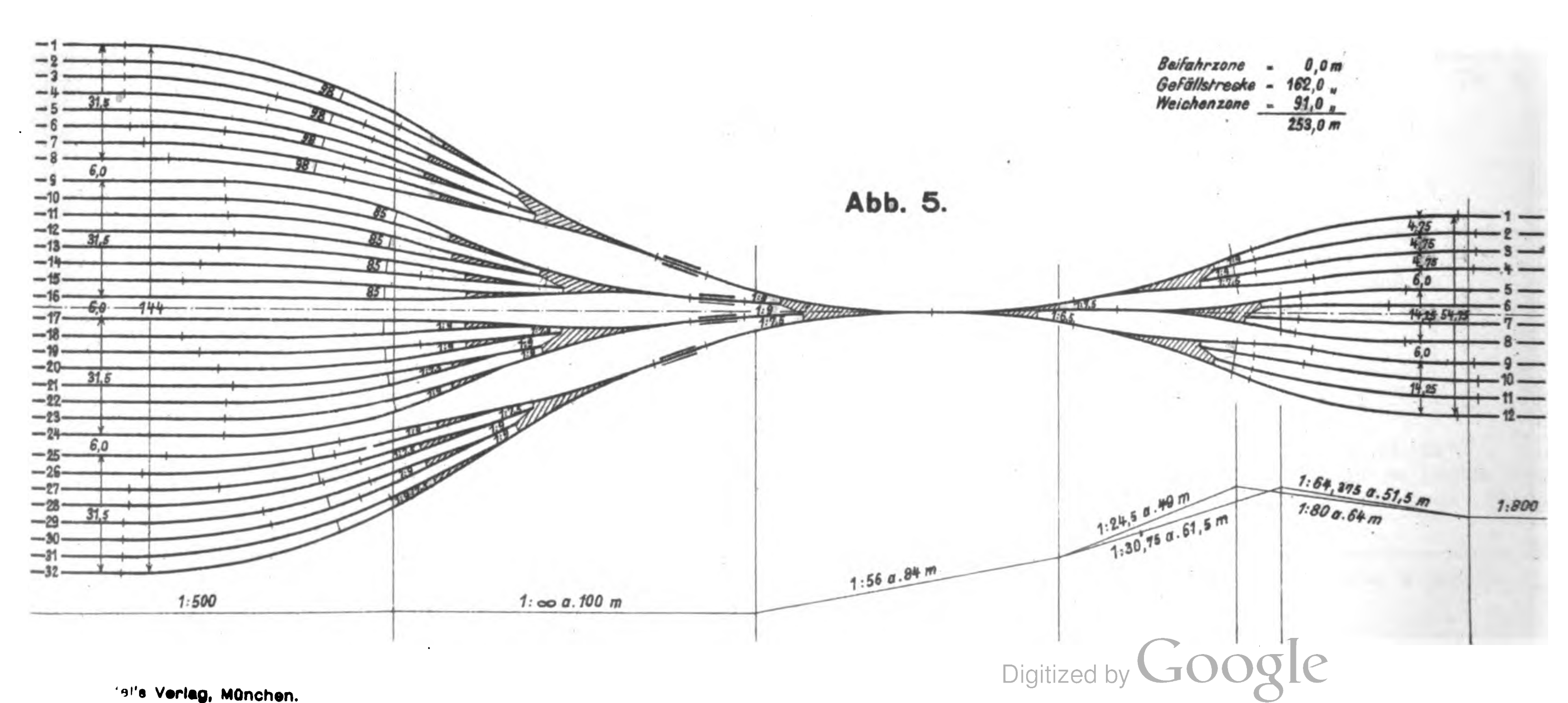


Zum Aufsatz: Zur Spitzen

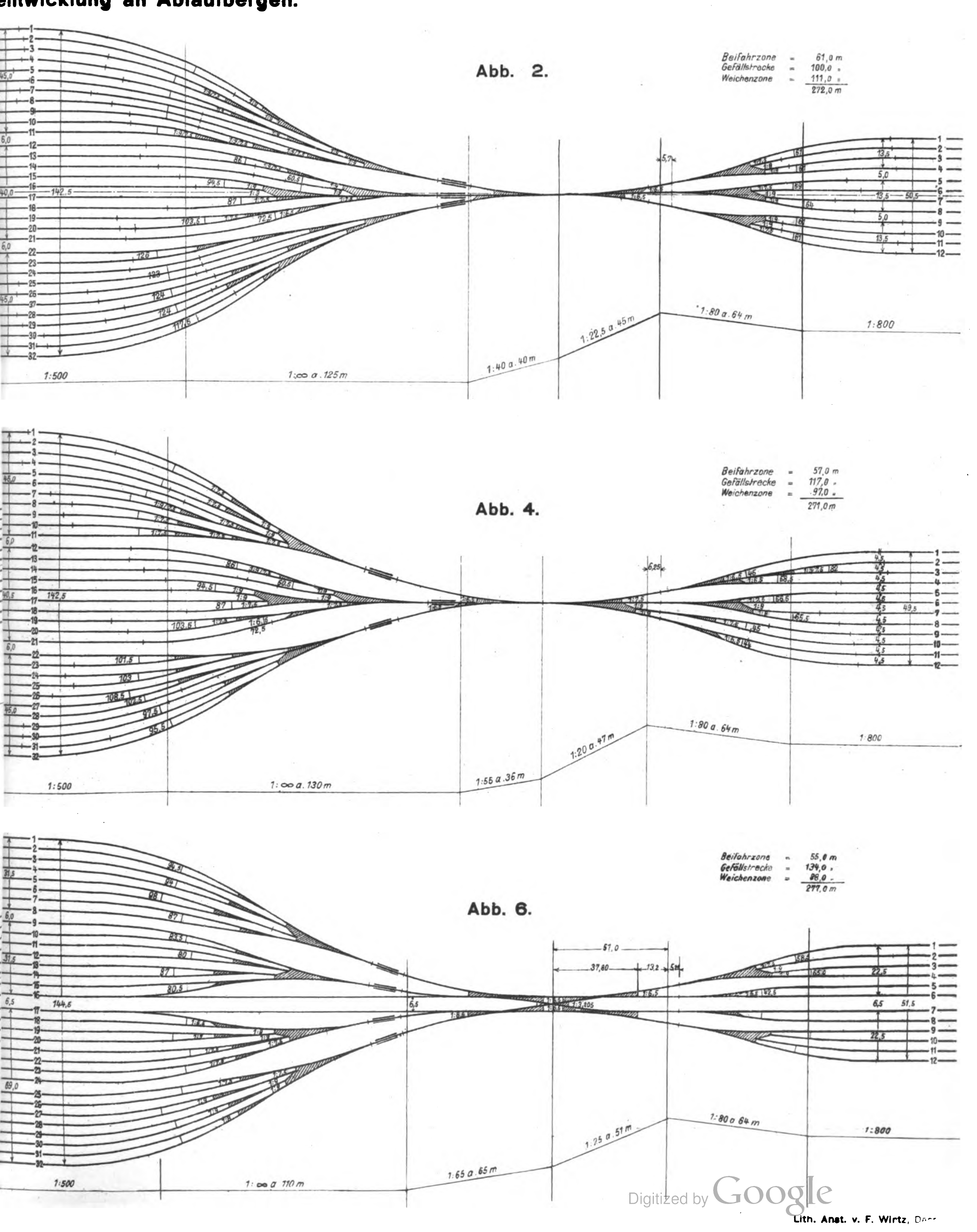
**Abb. 1. Entwicklung der Einfahrgleise an den Ablaufbergen nach Dr. A. Baumann bei Verwendung alter Weichenformen 1 : 9.**



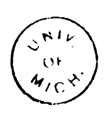



entwicklung an Ablaufbergen.






Lith. Anst. v. F. Wirtz, D...


UNIV.
OF
MICH.


UNIV.
OF
MICH.

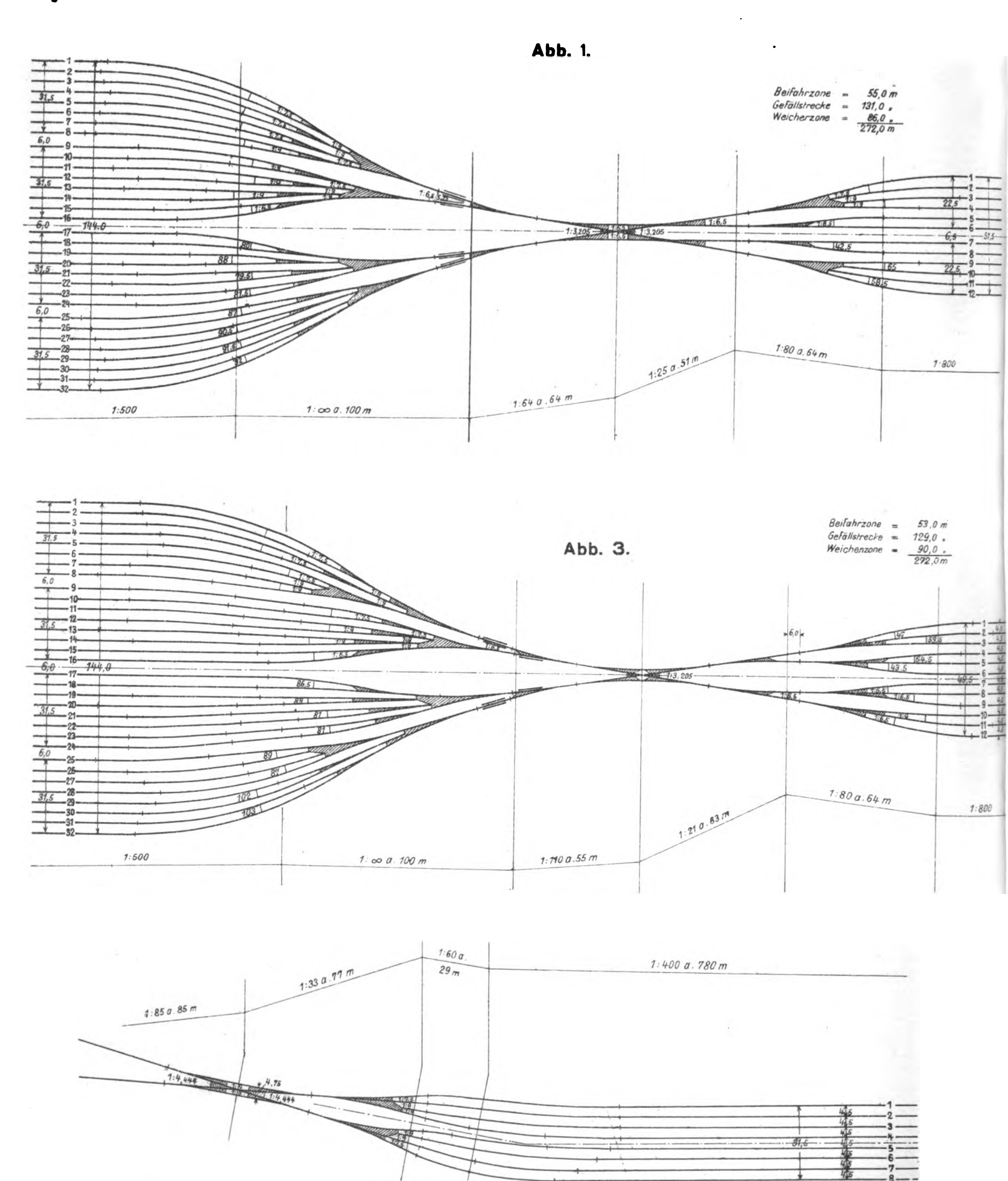
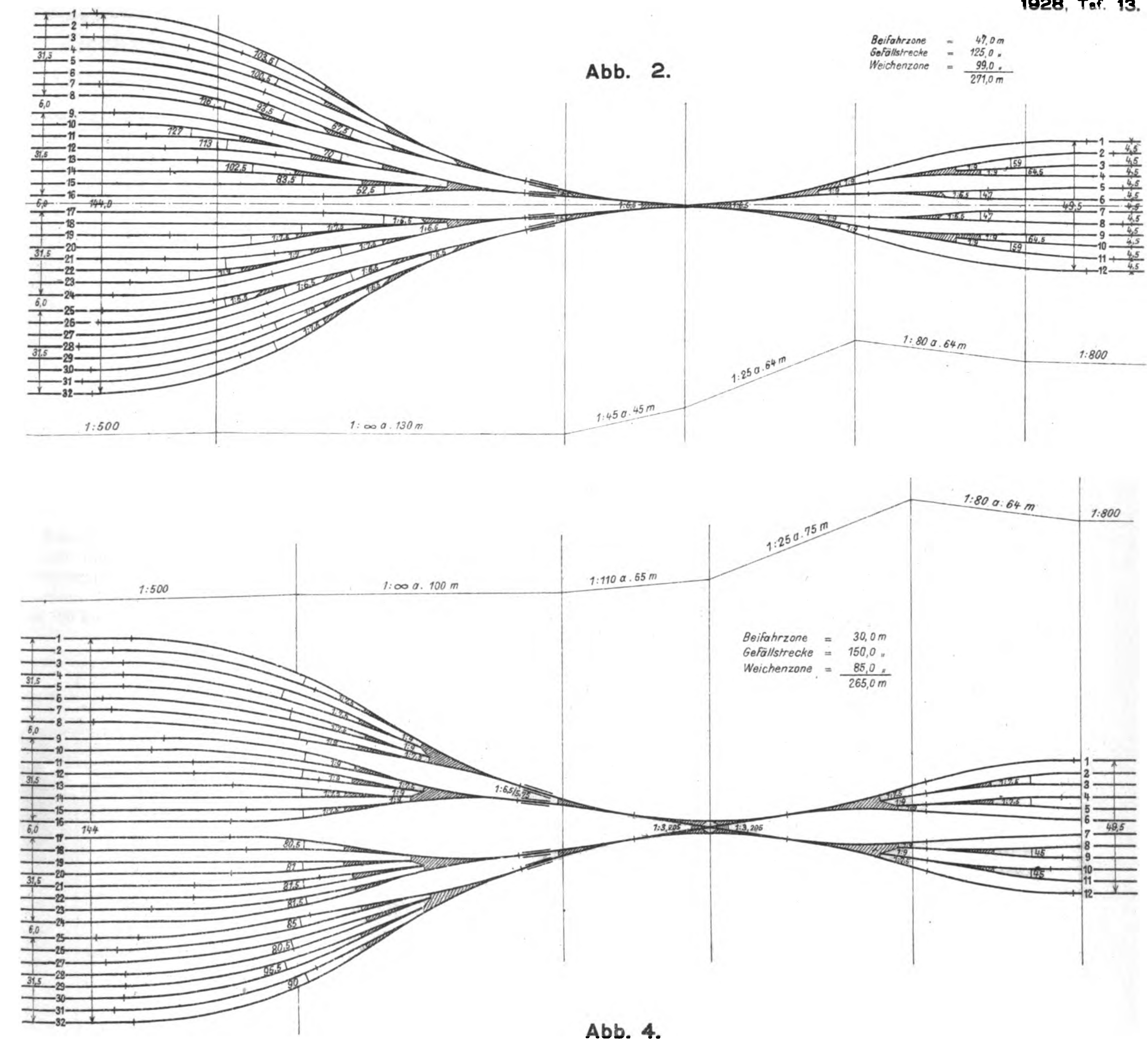



Abb. 5. Östlicher Ablaufberg des Verschiebebahnhofs O. Das Optimum der Anordnung der Einfahrgleise am Berg mit 0,0 m Beifahrlänge.




**Zum Aufsatz:**

**Zur Spitzenentwicklung an Ablaufbergen.**



Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.


UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**83. Jahrgang** | **1. September 1928** | **Heft 17**

# Elektrischer Bahnbetrieb.

## Betriebserfahrungen mit der elektrischen Zugförderung in Südbayern.

Von Reichsbahnoberrat **Naderer,** München.

Hierzu Tafel 14.

### Inhalt:



### Einleitung.

Eine Zeitspanne von mehr als sieben Jahren ist verflossen, seit mit den Bauarbeiten für Einrichtung der elektrischen Zugförderung in Südbayern begonnen wurde*). Das elektrisch betriebene Netz ist in dieser Zeit auf eine Streckenlänge von rund 700 km angewachsen, so daß unter Abrechnung der schon früher elektrisch betriebenen Linien im Durchschnitt in jedem Jahr rund 90 km Strecken auf die elektrische Betriebsform umgestellt wurden. Nach dem Stande vom 1. Juni 1928 werden die in nachfolgender Übersicht 1 aufgeführten Linien elektrisch betrieben:

Übersicht 1.

| O. Z. | Elektrisch betriebene Strecke von | bis | Streckenlänge in km eingleisig | zweigleisig | Zeitpunkt der Umstellung | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | München | Garmisch | 61,0 | 39,5 | 23. II. 25 | |
| 2 | Tutzing | Kochel | 35,5<br>3,2[1]) | — | 4. III. 25 | [1]) Gleisdreieck bei Penzberg. |
| 3 | Weilheim | Peissenberg | 9,0 | — | 1. V. 25 | |
| 4 | München | Gauting | — | 18,9 | 16. III. 25 | |
| 5 | München | Herrsching | 12,5 | 25,8 | 5. VI. 25 | |
| 6 | München | Regensburg | — | 138,2 | 11. V. 27[2]) | [2]) München—Landshut bereits seit 4. X. 25 umgestellt; Landshut—Neufahrn i. N. seit 3. X. 1926. |
| 7 | München | Kufstein | — | 98,9 | 15. VII. 27 | |
| 8 | München | Maisach/Nannhofen | — | 31,0 | 17. X. 27 | |
| 9 | München Ost | Ismaning | 14,5 | — | 21. X. 27 | |
| 10 | Rosenheim | Freilassing | — | 81,7 | 1. IV. 28 | |
| 11 | Güterverbindungs-bahnen bei München | | 27,7 | 10,3 | 21. XII. 25<br>23. VIII. 26<br>2. XI. 27 | |
| | I. neu umgestellte Strecken: | | 163,4 | 444,3 | | |
| | | Zusammen: | 607,7 | | | |
| | | | 27% | 73% | | |
| | hierzu aus früherer Zeit: | | | | | |
| 12 | Salzburg—Reichenhall-Berchtesgaden[3]) | — | 33,7 | 6,7 | 31. VII. 16 | [3]) Stromlieferung vom Saalachkraftwerk ab Mai 28 bis vor Freilassing. |
| 13 | Garmisch | Reichsgrenze bei Mittenwald[4]) | 23,0 | — | 28. X. 12 | [4]) Stromlieferung früher vom österr. Ruetzwerk, ab 1925 vom Unterwerk Murnau. |
| 14 | Garmisch | Reichsgrenze bei Griesen[5]) | 14,8 | — | 29. V. 13 | [5]) desgl.; bis Reutte auch f. d. österr. Teil vom Unterwerk Murnau. |
| 15 | Berchtesgaden | Reichsgrenze bei Schellenberg[6]) | 12,4 | — | 15. I. 08 | [6]) Gleichstrombahnen mit 1000 Volt Spannung; Stromlieferer: Reichsbahnkraftwerk Gartenau. |
| 16 | Berchtesgaden | Königssee[6]) | 4,3 | — | 29 V. 09 | |
| | II. bereits früher elektr. betr. Strecken: | | 88,2 | 6,7 | | |
| | | | 94,9 | | | |
| | | | 93% | 7% | | |
| | Summe I u. II: | | 251,6 | 451,0 | | |
| | | im ganzen: | 702,6 | | | |
| | | | 36% | 64% | | |

*) Organ 1926, Heft 13, Seite 270 bis 287.

Von den 700 Kilometern elektrisch betriebener Strecken (= 8,2 v. H. des bayerischen Netzes der DRG) liegen
615,8 km oder 87,6 v. H. im RBD-Bezirk München,
80,6 „ „ 11,5 „ „ „ „ „ Regensburg,
6,2 „ „ 0,9 „ „ „ „ „ Augsburg.

Die elektrisch geförderten Verkehrsleistungen in den verflossenen drei Jahren beliefen sich auf:

Übersicht 2.

| Kraftwerk | Saalachkraftwerk | | Gartenau | | Großwasserkräfte | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Strecke | Salzburg—Reichenhall—Berchtesgaden | | Gleichstrombahnen Schellenberg—Berchtesgaden—Königssee | | Neu umgestellte Strecken einschl. Mittenwaldbahn | |
| Jahr | Lokkm | tkm einschl. Zugkraft | Triebwagen km | tkm einschl. Zugkraft | Lokkm und Triebwagenkm | tkm einschl. Zugkraft |
| | Millionen | | Millionen | | Millionen | |
| 1925 | 0,369 | 68,312 | 0,110 | 4,785 | 2,334 | 733,129 |
| 1926 | 0,461 | 98,681 | 0,124 | 5,181 | 4,786 | 1548,918 |
| 1927 | 0,499 | 129,404 | 0,143 | 7,080 | 7,610 | 3316,566 |

Der nunmehr seit drei Jahren, z. T. auf Linien von internationaler Verkehrsbedeutung durchgeführte elektrische Betrieb läßt es gerechtfertigt erscheinen, über die mit den neuen Anlagen für den elektrischen Zugbetrieb gemachten Erfahrungen hinsichtlich deren Ausnützung, Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit zu berichten.

## I. Kraftquellen.

### a) Stromlieferung.

Die aus den einzelnen Kraftwerken im Jahr bezogenen Arbeitsmengen sind nachstehender Übersicht 3 zu entnehmen:

Übersicht 3.

| O. Z. | Kraftwerk | Stromabgabe 1925 | 1926 | 1927 |
|---|---|---|---|---|
| | | in Millionen Kilowattstunden | | |
| 1 | Reichsbahn-Saalachkraftwerk . . . | 2,567 | 3,412 | 4,081 |
| 2 | Reichsbahn-Kraftwerk Gartenau . | 0,295 | 0,315 | 0,370 |
| 3 | Walchenseewerk [1]) . . . . . . . . . | 20,577 | 21,283 | 27,863 |
| 4 | Mittlere Isar [1]) . . . . . . . . . . . | 4,309 | 25,341 | 51,050 |
| 5 | Aushilfsweise von Österreich (Achenseewerk) bezogen . . . . . | — | — | 1,832 |
| | Zusammen . . . | 27,748 | 50,351 | 85,196 |

[1]) Gemessen an den 110 kV-Ausführungsklemmen der Kraftwerke.

Wird der Arbeitsverbrauch nach Übersicht 3 auf die Förderleistungen nach Übersicht 2 bezogen, so ergibt sich ein spezifischer Arbeitsverbrauch von:

Bei Beurteilung der Werte für den spezifischen Arbeitsverbrauch ist zu beachten, daß in diesem der Arbeitsbedarf für die elektrische Zugheizung, ferner für die an das Fahrleitungsnetz angeschlossenen Licht- und Kraftanlagen, welcher z. B. in München Hbf. sehr erheblich sich auswirkt, mit enthalten ist. Die spezifischen Verbrauchszahlen für die einzelnen Zuggattungen werden später auf Grund des Ergebnisses von Meßversuchen erörtert. Die Übersicht 4 zeigt bereits, daß mit zunehmendem kWh-Verbrauch für den Lokkm (Zugkm) der spezifische Arbeitsverbrauch für den tkm sinkt. Da die aus den Jahresverbrauchsziffern ermittelten Sätze den Verkehr auf den während der einzelnen Jahre neu umgestellten Strecken nur teilweise erfassen, liegen die wirklichen Verbrauchssätze tatsächlich niedriger als die errechneten Durchschnittswerte für das Jahr. Die Verbrauchswerte für die mit Steigungen von $40^0/_{00}$ behaftete Linie Salzburg—Reichenhall—Berchtesgaden und für die von Berchtesgaden ausgehenden straßenbahnähnlichen Kleinbahnen mit ausschließlichem Triebwagenverkehr sind zum Vergleiche mit einem großen Fernbahnnetz in Übersicht 4 beigesetzt. Bei dem letzteren ist die starke Abnahme des spezifischen Verbrauches vom Jahre 1926 zum Jahre 1927 in der schrittweise vor sich gegangenen Umstellung von stärker mit Güterverkehr belegten Strecken (München—Kufstein, München—Regensburg, siehe Übersicht 1) begründet.

Die Verteilung des Strombezuges aus den Großwasserkräften auf die einzelnen Monate ist aus Abb. 1 zu entnehmen. Gut ersichtlich ist aus diesem Schaubild auch die Ausnützung des Walchensees als Jahresspeicher: während in den Sommermonaten entsprechend der größeren Arbeitsdarbietung des Flusses die Kraftstufen der Mittleren Isar zum überwiegenden Teil die Bahnstromlieferung übernehmen, setzt im Herbst, bei trockenem Sommer bereits früher, die Stromlieferung aus dem Walchenseewerk in größerem Umfange ein; in den Wintermonaten fällt wegen der Zurückhaltung der Niederschläge durch Frost und Schnee dem Walchenseewerke die Erfüllung seiner Aufgabe als Speicherkraft auch für den Bahnstromteil in erheblichem Umfange zu. Noch deutlicher als aus dem Schaubild ist die wasserwirtschaftliche Ausnützung der beiden Großwasserkräfte hinsichtlich ihres Bahnstromteiles aus der nachfolgenden Übersicht 5 zu erkennen, in welcher

Übersicht 4.
Stromlieferung durch:

| Kraftwerk | Saalachkraftwerk | | Gartenau | | Großwasserkräfte | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Spezifischer Arbeitsverbrauch | | | | | |
| Jahr | kWh/Lokkm | Wh/tkm | kWh/Triebwkm | Wh/tkm | kWh/Lokkm | Wh/tkm |
| 1925 | 6,95 | 37,6 | 2,70 | 61,5 | 10,7 | 34,0 |
| 1926 | 7,4 | 34,6 | 2,55 | 60,9 | 9,7 | 30,1 |
| 1927 | 8,2 | 31,5 | 2,60 | 52,3 | 10,6 | 24,4 |

Übersicht 5.

| Monat | Walchenseewerk | | | | | | | | | | Mittlere Isar | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | MWh[1]) | | A | | $MW_{Spitze}$ | | h | | B | | MWh[1]) | | A | | $MW_{Spitze}$ | | h | | B | |
| | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 | 1926 | 1927 |
| Januar | 2554 | 1797 | 0,101 | 0,071 | 16 | 19,5 | 160 | 92 | 0,215 | 0,124 | 1310 | 2756 | 0,068 | 0,142 | 15,0 | 20,5 | 87 | 134 | 0,117 | 0,181 |
| Februar | 768 | 2116 | 0,034 | 0,093 | 15 | 19,5 | 31 | 109 | 0,067 | 0,161 | 2457 | 3142 | 0,141 | 0,183 | 13,5 | 18,5 | 182 | 170 | 0,271 | 0,253 |
| März | 907 | 912 | 0,036 | 0,036 | 14 | 20,5 | 65 | 44 | 0,087 | 0,060 | 2847 | 3499 | 0,147 | 0,181 | 15,0 | 19,5 | 190 | 174 | 0,255 | 0,241 |
| April | 333 | 156 | 0,014 | 0,006 | 15 | 21,5 | 22 | 7 | 0,030 | 0,010 | 3108 | 4846 | 0,166 | 0,259 | 15,0 | 21,5 | 207 | 225 | 0,288 | 0,313 |
| Mai | 1099 | 427 | 0,043 | 0,017 | 16 | 20,5 | 69 | 21 | 0,092 | 0,028 | 2657 | 5559 | 0,137 | 0,282 | 15,0 | 22,5 | 177 | 247 | 0,238 | 0,332 |
| Juni | 1113 | 681 | 0,045 | 0,028 | 17 | 20 | 65 | 34 | 0,091 | 0,047 | 2893 | 6638 | 0,155 | 0,355 | 19,5 | 24,5 | 148 | 271 | 0,206 | 0,376 |
| Juli | 1277 | 2350 | 0,050 | 0,093 | 18,9 | 32,6 | 68 | 72 | 0,091 | 0,097 | 3061 | 5952 | 0,158 | 0,308 | 16,0 | 23,8 | 191 | 250 | 0,257 | 0,336 |
| August | 3457 | 3019 | 0,137 | 0,119 | 19,8 | 29,5 | 175 | 102 | 0,235 | 0,138 | 876 | 5424 | 0,047 | 0,280 | 15,5 | 25,0 | 37 | 217 | 0,076 | 0,292 |
| September | 1980 | 1207 | 0,081 | 0,049 | 17,6 | 29,5 | 113 | 41 | 0,156 | 0,057 | 1993 | 6285 | 0,106 | 0,336 | 18,5 | 24,5 | 108 | 257 | 0,150 | 0,356 |
| Oktober | 2506 | 4380 | 0,099 | 0,173 | 18,5 | 30,5 | 135 | 144 | 0,182 | 0,193 | 1618 | 3733 | 0,084 | 0,193 | 16,2 | 24,6 | 100 | 152 | 0,134 | 0,204 |
| November | 2827 | 4990 | 0,115 | 0,204 | 19,5 | 30,8 | 145 | 162 | 0,201 | 0,225 | 1329 | 3186 | 0,071 | 0,170 | 16,0 | 25,0 | 83 | 127 | 0,115 | 0,177 |
| Dezember | 2981 | 6387 | 0,118 | 0,252 | 21,0 | 30 | 142 | 213 | 0,191 | 0,286 | 1712 | 2032 | 0,089 | 0,105 | 16,6 | 19,5 | 103 | 104 | 0,139 | 0,140 |
| Im Jahr | 21802 | 28422 | 0,073 | 0,095 | 21,0 | 32,6 | 1101 | 872 | 0,119 | 0,100 | 25861 | 53052 | 0,114 | 0,233 | 19,5 | 25,0 | 1326 | 2122 | 0,151 | 0,242 |

[1]) Gemessen unterspannungsseitig an den Maschinenzählern (6,5 kV).

für die einzelnen Monate der Jahre 1926 und 1927 und auch für die beiden Jahre im ganzen Arbeitsverbrauch, Ausnützungsfaktor, Höchstbelastung, Benützungsfaktor und Belastungsfaktor zusammengestellt sind. Hierbei soll verstanden sein unter: Ausnutzungsfaktor (A) das Verhältnis zwischen Monats- bzw. Jahresverbrauch in MWh und dem Produkt aus der installierten Leistung*) mal Monats- bzw. Jahresstunden, also:

$$A_{Jahr} = \frac{MWh}{MW_{inst} \times 8760};$$

Benützungsdauer (h) das Verhältnis zwischen Monats- bzw. Jahresverbrauch und der monatlichen bzw. jährlichen Höchstleistung (Spitze), also:

$$h = \frac{MWh}{MW_{Spitze}};$$

Belastungsfaktor (B) das Verhältnis zwischen Monats- bzw. Jahresverbrauch und der monatlichen bzw. jährlichen Höchstleistung (Spitze × Monats- bzw. Jahresstunden), also:

$$B_{Jahr} = \frac{MWh}{MW_{Spitze} \times 8760}.$$

Nach der Zusammenstellung in Übersicht 5 ist der Ausnützungsfaktor des Walchenseewerkes vom Jahre 1926 (0,073) auf 0,095 im Jahre 1927, also um rund 30% gestiegen. Da etwa $^1/_3$ der Gesamterzeugung des Walchenseewerkes (rund 180 Mill. kWh/Jahr) für Bahnstromversorgung zur Verfügung steht, ist im günstigsten Falle ein Ausnutzungsfaktor von

$$A_{Jahr} = \frac{60 \times 10^3}{34 \times 8760} = \text{rund } 0{,}2$$

zu erreichen; da aber 1927 ein Jahresausnützungsfaktor von 0,095 erreicht wurde, so folgt daraus, daß die Ausnützung des Walchenseewerkes für Bahnstromzwecke noch auf ungefähr das Doppelte gesteigert werden kann. Diese Ausnützung zu erreichen, ist ein Gebot der Wirtschaftlichkeit, da der Bahnstromteil dieses Werkes bereits voll ausgebaut ist. Auch die 1927 erzielte Jahresbenutzungsdauer, welche auf die im Monat Juli erreichte größte Jahresspitze von 32,6 MW bezogen werden muß und nur 872 Stunden ergibt, mahnt dringend zu einer besseren Verwendung der festgelegten Anlagewerte; denn bei Inanspruchnahme der gesamten eingebauten Leistung von 34 MW und 60000 MWh Jahresabgabe ist eine Benutzungsdauer von

$$h = \frac{60 \times 10^3}{34} = \text{rund } 1760 \text{ Stunden},$$

also das Doppelte wie 1927 zu erreichen.

Etwas günstiger liegen die Verhältnisse bei der Mittleren Isar. Dort stieg der Ausnützungsfaktor von 0,114 im Jahre 1926 auf den doppelten Wert, nämlich 0,233 im Jahre 1927. Doch ist auch hierbei zu beachten, daß im Jahre 1929, dem letzten Jahre das dem Ausbau I dieses Werkes nach dem Stromlieferungsvertrag zuzuzählen ist, ein Ausnützungsfaktor von

$$A_{1929} = \frac{80 \times 10^3}{26 \times 8760} = 0{,}35,$$

im Jahre 1932 dagegen, in welchem die Mittlere Isar voll ausgebaut sein wird, ein solcher von

$$A_{1932} = \frac{190 \times 10^3}{47{,}7 \times 8760} = 0{,}445$$

erreicht werden soll.

Für beide Großwasserkräfte zusammen ergibt sich ein tatsächlicher Ausnützungsfaktor von:

$$A_{1926} = \frac{47633}{(34 + 26) \times 8760} = 0{,}091,$$

$$A_{1927} = \frac{81474}{(34 + 26) \times 8760} = 0{,}155,$$

gegenüber einem Soll-Ausnützungsfaktor von

$$A_{1929}^{Soll} = \frac{140 \times 10^3}{(34 + 26) \times 8760} = 0{,}266,$$

welcher bereits im Jahre 1929, und einem solchen von

$$A_{1932}^{Soll} = \frac{250 \times 10^3}{(34 + 48{,}7) \times 8760} = 0{,}345,$$

welcher im Jahre 1932 entsprechend der in beiden Werken zu dieser Zeit eingebauten Leistung*) und nach dem angemeldeten Bedarfe erreicht werden sollte.

Die monatlichen Schwankungen des Ausnützungsfaktors nach Übersicht 5 zeigen bereits an, in welchem Maße der

*) Walchenseewerk: 34000 kW, Mittlere Isar (I. Ausbau): 36000 kW.

*) In der Kraftstufe Eitting ist der zweite Bahnstromerzeuger mit 8700 kW Leistung im Einbau begriffen. Die vierte bereits im Bau befindliche Stufe Pfrombach erhält einen Erzeuger von 14000 kW.

Walchensee als Speicher herangezogen wurde; denn dieser Faktor erreichte im November 1927 bereits den oben erwähnten Sollausnützungsfaktor von 0,2, im Dezember 1927 übersteigt er diesen Jahresdurchschnittswert sogar um 26 v. H.

Für sich allein betrachtet können jedoch die Zahlenwerte in Übersicht 5 kein genaues Bild über die Wasserwirtschaft der Großwasserkräfte geben, weil diese Wirtschaft ja noch vom Drehstromteil der Kräfte wesentlich beeinflußt wird. Einige auffallende Zahlen der Zusammenstellung, so z. B. die geringe Höhe der Benutzungsstunden des Bahnstromteiles der Mittleren Isar im August 1926 hängen zudem mit der Wasserwirtschaft nicht unmittelbar zusammen, sondern mit dem Umstand, daß zu diesem Zeitpunkt die Kanalhaltungen der Mittleren Isar nachgesehen und z. T. ausgebessert werden mußten; in dieser Zeit war es nötig, das Walchenseewerk voll einzusetzen, was die hohe Benutzungsstundenzahl des letzteren in diesem Monat erklärt.

Auch müssen die Zahlenwerte der Übersicht 5 ebenso wie die Schaulinien in Textabb. 1 im Zusammenhang mit den Umstellungszeiten der einzelnen Streckenabschnitte betrachtet werden, die in Übersicht 1 angegeben sind.

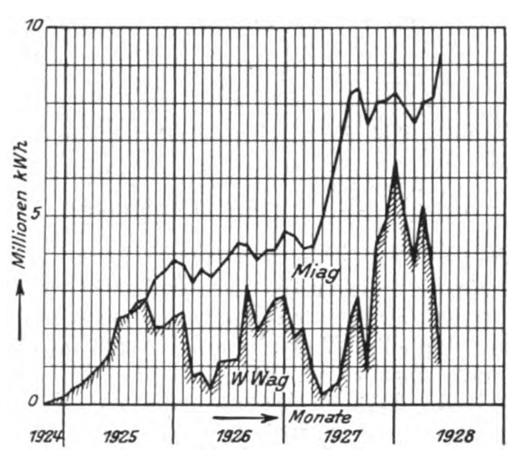



Abb. 1. Aufteilung der monatlichen Bahnstromlieferung auf Walchenseewerk und Mittlere Isar 1924 bis 1928.

Die vom Einphasennetz benötigte Blindarbeit wurde im allgemeinen auf beide Großwasserkräfte gleichmäßig entsprechend der abgegebenen Wirkleistung verteilt. Da nur das Walchenseewerk mit Blind-kWh-Zählern ausgerüstet ist, kann nur für dieses der durchschnittliche Leistungsfaktor in Übersicht 6 angegeben werden.

Übersicht 6.

| Jahr | Millionen | | $\cos\varphi$ | Bemerkung |
|---|---|---|---|---|
| | Wirk-kWh*) | Blind-kWh*) | | |
| 1926 | 21,802 | 20,280 | 0,732 | *) unterspannungsseitig gemessen (Maschinenspannung) |
| 1927 | 28,422 | 25,548 | 0,744 | |

### b) Verlauf der Belastung, Frequenz und Spannung.

Da Summen-Leistungsschreiber, welche die Einphasen-Belastung der einzelnen Kraftwerke oder des ganzen Netzes nachweisen, weder in den Kraftwerken noch bei der Zentralverteilungsstelle in Karlsfeld bei München vorhanden sind, kann der Belastungsverlauf nur durch die Aufzeichnungen der Leistungsschreiber der einzelnen Bahnstrom-Erzeuger überblickt werden. Auf Abb. 1 und 2, Taf. 14 ist der Belastungsverlauf der Bahnstrommaschinen (Wirk- und Blindleistung) am Freitag, den 15. Juli 1927 (Sommerfahrplan) und am Freitag, den 23. September 1927 (Ende des Sommerverkehrs) für die Zeit von 5 bis 23 Uhr wiedergegeben. Die Schaulinien des erstgenannten Tages veranschaulichen das Zusammenarbeiten von zwei Kraftstufen der Mittleren Isar mit dem Walchenseewerk, während am 23. September 1927 das letztere abgeschaltet war und die gesamte Bahnstrombelastung von drei Erzeugern der Mittleren Isar übernommen wurde. Aus beiden Gruppen von Schaulinien ist zunächst der im allgemeinen sägezahnförmige Verlauf der Belastungslinien erkennbar, wie er den Kraftwerken für Bahnbetrieb infolge der Einflüsse des Fahrplans und der Neigungsverhältnisse der Strecken eigentümlich ist. Die Schaulinien für den 15. Juli 1927 zeigen von 7 Uhr ab das Walchenseekraftwerk als reines Spitzenkraftwerk; deutlich ersichtlich ist die zeitweise volle Ausnutzung je eines Bahnstromerzeugers in Aufkirchen (E IV) und Eitting (E V) mit je 8000 kW Wirklast und die Aufteilung der Grundlast auf die Niederdruckkräfte und der Spitzenlast auf das Speicherwerk. Da letzteres (Maschine E VII) durch die reine Spitzendeckung nicht genügend ausgelastet war, konnte von ihm mit Leichtigkeit ein erheblicher Teil der vom Netz geforderten Blindlast übernommen werden; auch die Schwankungen der letzteren wurden, wie der nur durch die Kurzschlüsse im Fahrleitungsnetz mit kurzzeitigen Unstetigkeiten behaftete, sonst aber ruhige Verlauf der Blindkilowattlinien der Maschinen (E IV und E V) der Mittleren Isar zeigt, vom Hochdruckwerk übernommen. Die Belastungslinien vom 23. September 1927, an welchem Tage das Walchenseewerk abgeschaltet war, sind gekennzeichnet durch das Bestreben, der Kraftstufe Eitting (Maschine E V) die Grundlast, den beiden Maschinen (E III und E IV) der Stufe Aufkirchen gemeinsam die Spitzendeckung zuzuteilen. Der nahezu gleichsinnige Verlauf der Schaulinien für die zuletzt genannten Stromerzeuger bestätigt, daß dieses Ziel verhältnismäßig gut erreicht wurde.

Die Auswertung der Schaulinien vom 15. Juli sowie 23. September 1927 und die Gegenüberstellung des Ergebnisses zeigt deutlich die große, auch innerhalb eines Fahrplanabschnittes am gleichen Wochentage auftretende Veränderlichkeit der Schwankungsziffer, das ist das Verhältnis der Durchschnittsleistung zur Höchstleistung. Der Arbeitsverbrauch am Freitag, den 15. Juli 1927, von 0 bis 24 Uhr betrug nämlich 272100 kWh, von 6 bis 24 Uhr 238500 kWh, also in der Zeit von 0 bis 6 Uhr 33600 kWh; am Freitag, den 23. September 1927, also nach Umfluß der Reisezeit, betrug der Arbeitsverbrauch von 0 bis 24 Uhr 216700 kWh, von 6 bis 24 Uhr 183400 kWh, also von 0 bis 6 Uhr 33300 kWh. Während also der Verbrauch zwischen 0 bis 6 Uhr an beiden Tagen (je ein Freitag) fast gar nicht voneinander abwich, war er in der übrigen Zeit, nämlich von 6 bis 24 Uhr am 15. Juli um 55100 kWh, d. i. rund 30 v. H. höher als am 23. September. Die Schwankungsziffer oder deren umgekehrtes Verhältnis, der Unstetigkeitswert, sollte daher zur einwandfreien Beurteilung der Belastungsverhältnisse nicht nur auf 24 Stunden, sondern auch auf einen Zeitraum (6 bis 24) bezogen ermittelt werden, innerhalb dessen an verschiedenen Tagen und größeren Zeitabschnitten in Wirklichkeit die Belastung sich am stärksten ändert. So beträgt der Unterschied im Unstetigkeitswert bezogen auf 18 Stunden und jenem bezogen auf 24 Stunden am 15. Juli + 16%, am 23. September + 13,6%. In welchem Umfang sich der Unstetigkeitswert im gleichen Fahrplanabschnitt ändern kann, zeigt die Gegenüberstellung dieser Zahlen an den beiden herausgegriffenen Tagen: er beträgt zur Zeit des großen Reiseverkehrs (15. Juli) 1,76 gegenüber 2,67 am 23. September, ist also am 15. Juli um rund 50 v. H. kleiner, bezogen auf 24 Stunden, und um 55 v. H. kleiner, bezogen auf 18 Stunden (1,52:2,35). Hierbei darf jedoch nicht unerwähnt bleiben, daß die Höchstlast am 15. Juli 20000 kW, am 23. September aber 24000 kW, also um 20 v. H. größer als am erstgenannten Tage war.

Die Belastungsschaulinien der einzelnen Maschinen der Kraftwerke, die zudem mit ungleichem Papierverschub der Leistungsschreiber aufgenommen werden, sind jedoch zur Beurteilung des Belastungsverlaufes innerhalb großer Zeitabstände zu unübersichtlich. Um einen Überblick über die Leistungsverhältnisse des ganzen Netzes zu erhalten, ist der Einbau eines Summen-Leistungsschreibers bei der Schaltbefehlstelle Pasing ins Auge gefaßt, welcher die jeweilige gleichzeitige Belastung sämtlicher Unterwerke in kurzen Zeitabständen zusammenzählt und aufschreibt. Bis zur Aufstellung dieses Summenzählers werden zur Gewinnung einer angenäherten Übersicht über die Gesamtbelastung stündlich in sämtlichen Unterwerken die auf der 15 kV-Seite verbrauchten kWh abgelesen; damit wird die Belastung eines jeden Unterwerkes im Stundenmittel erhalten; die auf diese Weise gewonnenen Belastungslinien der Unterwerke werden aufeinander gesetzt und ergeben die Gesamtbelastungslinie des Netzes, bezogen auf die 15 kV-Seite der Unterwerke. Die einzelnen Tage als Schablonen herausgeschnitten, werden dann zu einem Belastungsgebirge zusammengesetzt. Die Textabb. 2 veranschaulicht diese räumliche Darstellung für die Zeit vom Januar bis Dezember 1927; die schwarzen Linien und Flächen in den Abbildungen bedeuten Sonn- und Feiertage. Obwohl die ermittelten Werte sich auf 1 Stunde beziehen, gibt sowohl die Seitenansicht des Gebirges (Jahresverlauf) als auch die Sicht senkrecht dazu (Tagesverbrauch) die Eigenart der Gesamtbelastungslinie hinreichend genau wieder; allerdings muß man sich vergegenwärtigen, daß auch innerhalb des Stundenmittels Spitzenbelastungen von manchmal nicht ungewöhnlichem Umfange auftreten können. Der Unstetigkeitswert innerhalb einer Stunde ist jedoch nicht so bedeutend, wie jener in 18 oder 24 Stunden. Deshalb ist auch aus Textabb. 2 ganz deutlich der Einfluß des Sommerverkehres auf die Höhe der Belastung erkennbar; obwohl durch die im Oktober 1927 erfolgte Umstellung der mit Güterverkehr stark belasteten Linie München—Nannhofen (Übersicht 1) die Durchschnittsbelastung gehoben wurde, ist die durch den großen Reiseverkehr in den Sommermonaten bewirkte Anschwellung der Belastung stark ausgeprägt (Textabb. 2). Die Draufsicht auf den Tagesverlauf des Belastungsgebirges (Textabb. 3) zeigt auffallend eine den beiden Jahren 1926 und 1927 in gleicher Weise eigentümliche Form des täglichen Belastungsverlaufes; das starke Zurückgehen der Last zwischen 0 und 6 Uhr wird im Gebirge durch ein durch alle zwölf Monate des Jahres hindurchgehendes Tal angezeigt. Schon vor 6 Uhr beginnt ein starkes Anwachsen der Belastung, eine durch den Morgenverkehr bedingte große Spitze ist das ganze Jahr hindurch vorhanden. Auf diese Spitze folgt ein Absenken der Belastung bis 12 Uhr Mittag; dann folgt eine Spitze von geringer Höhe etwa um 14 Uhr, welche wieder einer wenn auch nicht bedeutenden Senke weicht, bis nach 16 Uhr ein nahezu stetiges Anwachsen der Belastung zu einer dritten dem Gebirge sein Gepräge gebenden Spitze oder Doppelspitze erfolgt, die um 18 Uhr oder auch etwas später eintritt. Nach 20 Uhr ungefähr beginnt die Senke, durch kurzzeitige Wellen unterbrochen, zu einem Tal, dessen tiefste Stelle von 3 bis 4 Uhr nachts erreicht wird.

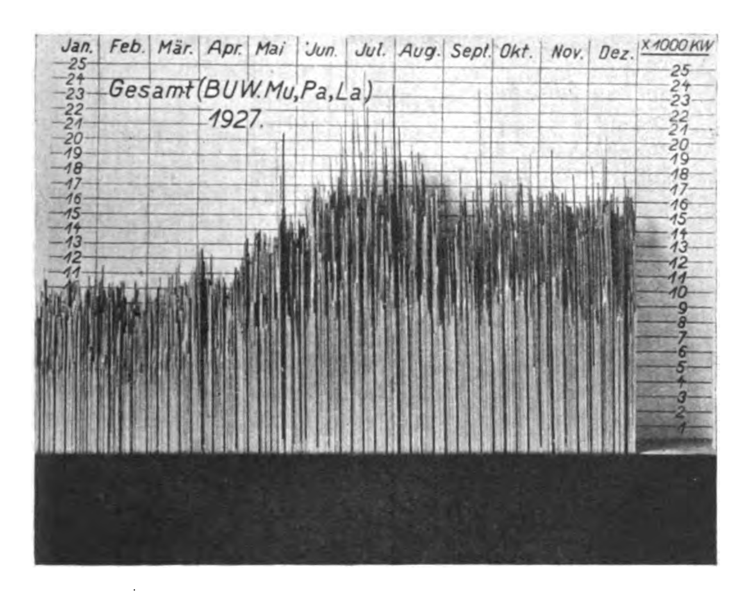



Abb. 2. Gesamtbelastung des Einphasennetzes im Stundenmittel 1927.

Der so gleichmäßig wiederkehrende Verlauf der Belastungslinie im Stundenmittel, der dem bisher auf die elektrische Betriebsform umgestellten Netz eigentümlich ist und seine Ursache in der Fahrplanbildung für die von München ausgehenden Strecken hat, ist noch deutlicher sichtbar aus den auf das Stundenmittel bezogenen Tages-Belastungslinien, die für je eine Woche aneinander gereiht, auf Abb. 3 bis 7, Taf. 14 wiedergegeben sind. Auf diesen Linien ist auch die Änderung des Belastungsverlaufes infolge der Ausdehnung des elektrischen Betriebes und der Unterschied dieses Verlaufes zwischen den Werktagen und Feiertagen gut erkennbar. Auch an letzteren bleibt das Schaubild mit den drei Spitzen im allgemeinen erhalten; die Mittagspitze (14 Uhr) ist an Feiertagen gewöhnlich (1927) niedriger als an Werktagen; die übrigen Spitzen sind steiler wegen des teilweisen Ausfallens der Güterzüge.

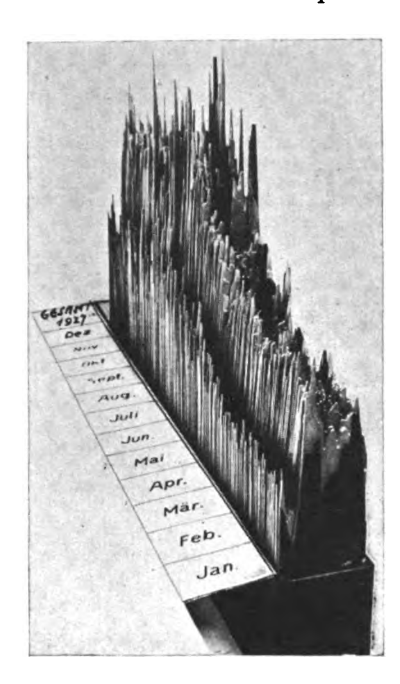



Abb. 3. Belastungsgebirge des Einphasennetzes im Stundenmittel 1927.

Der Verlauf der Schaulinien in Abb. 3 bis 7, Taf. 14 zeigt eine gewisse Ähnlichkeit mit dem Belastungsbild einer Drehstrom-Großversorgung, dessen Schwankungen im wesentlichen mit der Arbeitszeit der Industrie verknüpft sind. Mit der Umstellung weiterer Strecken, besonders solcher mit starkem Güterverkehr zur Nachtzeit, wie ihn die Linien München—Stuttgart und München—Ingolstadt—Nürnberg aufweisen, wird der Lastabfall zwischen 0 und 6 Uhr z. T. ausgeglichen und damit im Durchschnitt ein Stetigkeitswert erreicht werden, der sicher unter 2 liegt. Dies ermöglicht dann eine vorzügliche Ausnutzung der Mitteldruckwasserkräfte der Mittleren Isar, die nach Vollendung des Ausbaus II neben dem Speicherinhalt der Kanalhaltungen mit einem ansehnlichen Speicherbecken ausgestattet, selbst zu Zeiten geringer Wasserführung der Isar, in hervorragendem Maße auch zur Spitzendeckung mit herangezogen werden können.

Die auftretenden Frequenzschwankungen, die ja im wesentlichen von der Bauart und Empfindlichkeit der Turbinenregler abhängig sind, liegen im allgemeinen innerhalb der gewährleisteten Grenzen, sind jedoch im Einphasennetz erheblich größer als im Drehstromnetz. Der Grund hierfür

liegt in den plötzlichen Belastungsstößen des Bahnbetriebes und zwar ist die Schwankung um so bedeutender, je geringer die Grundlast ist, auf welche sich die Belastungsspitzen aufsetzen. Arbeitet z. B. die Mittlere Isar mit voll ausgelasteten Maschinen und dient das Walchenseewerk nur zur Spitzendeckung, so fällt die Frequenz stärker ab, als in dem Falle, in dem noch die Walchenseewerk-Maschinen einen Teil der Grundlast mit übernehmen. Im allgemeinen sind die Schwankungen der Frequenz zur Nachtzeit mäßiger als am Tage, weil die Höhe der plötzlichen Belastungsstöße auf die Maschinen nachts nicht so bedeutend sind als tagsüber; ferner wurde bisher festgestellt, daß die Schwankungen geringer sind, wenn die Stufen der Mittleren Isar allein die Gesamtbelastung übernehmen, als bei Übernahme dieser Last durch das Hochdruckwerk. Textabb. 4 veranschaulicht einen ruhigen und einen unruhigen Verlauf der Frequenz, aufgenommen an den Sammelschienen des Unterwerkes Pasing mit einem Frequenzmesser

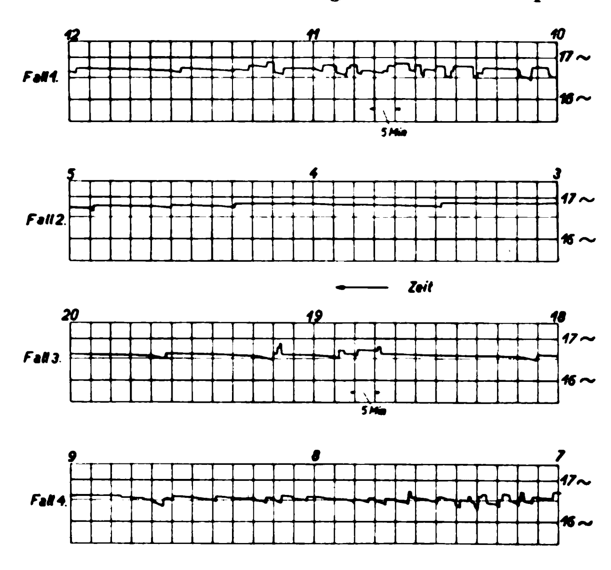



Abb. 4. Frequenzverlauf im Einphasennetz:
Fall 1: 3 Maschinen im Walchenseewerk im Betrieb
„ 2: 2 „ bei der Mittl. Isar „ „
„ 3: 2 „ im Walchenseewerk und
1 „ bei der Mittl. Isar im Betrieb
„ 4: 2 „ im Walchenseewerk „ „ .

von verhältnismäßig großer Trägheit, so daß von ihm nur die größeren Abweichungen zur Darstellung gebracht sind. Es kann erwartet werden, daß der zackenartige Verlauf mit teilweiser Rechtecksform durch feinere gegenseitige Abstimmung der Turbinenregler und durch zunehmende Auslastung der Maschinen sich noch vergleichmäßigen wird. Auf die Zugförderung selbst sind die bisherigen Frequenzschwankungen ohne jeden Einfluß, denn der Wechselstrom-Bahnmotor ist ja gegen solche Schwankungen sehr unempfindlich. Von wesentlicher Bedeutung wird der Frequenzverlauf allerdings, wenn der Bahnstrom durch Umformer in Drehstrom umgewandelt werden soll, die ihrerseits mit einem großen Drehstromnetz parallel laufen. Große Frequenzabfälle auf der Einphasenseite können dann Pendelungen auslösen, die zu ernsten Schwierigkeiten im Parallelbetriebe führen. Solche Erscheinungen zeigten sich bei dem Wechselstrom-Drehstrom-Umformer von 1600 kW Leistung, der im Unterwerk Pasing aufgestellt ist und im Parallelarbeiten mit dem städtischen Drehstromnetz in München oder dem Bahnkraftwerk München die Bahnhofs- und Werkstättenanlagen in München mit Licht und Kraft versorgt (siehe unter Abschnitt III).

Wichtiger als der Verlauf der Frequenz sind für den elektrischen Zugbetrieb die Spannungsschwankungen. In erster Linie sind diese abhängig von der Wirksamkeit der in den Kraftwerken für die einzelnen Stromerzeuger vorhandenen Regler, die imstande sein müssen, trotz der hohen Erregerzeitkonstanten der verhältnismäßig langsam laufenden Maschinen die letzteren durch raschen Wechsel der Stärke und des Sinnes der Erregung zu beherrschen. Beide Kraftwerkgruppen haben nun Eilregler verschiedener Bauart: die Einphasenmaschinen der Mittleren Isar werden beeinflußt von Eilreglern Bauart Thoma, jene des Walchenseewerkes von solchen Bauart SSW. Obwohl die Eigenart des Einschaltvorganges bei beiden Bauarten nicht unwesentlich voneinander abweicht, ist der Spannungsverlauf hierdurch nicht beeinflußt; auch eine gegenseitige Rückwirkung der einzelnen Maschinen unter sich tritt nicht ein, da die letzteren unterspannungsseitig auf keine Sammelschiene arbeiten.

In zweiter Linie ist der Spannungsverlauf an den 15 kV-Sammelschienen der Unterwerke, auf die es im praktischen Betrieb allein ankommt, abhängig von der Verteilung der Wirk- und Blindlast auf die Kraftquellen und von der Streureaktanz der Kraft- und Unterwerkstransformatoren. Da letztere durch die Größe der für diese gewählten Kurzschluß-

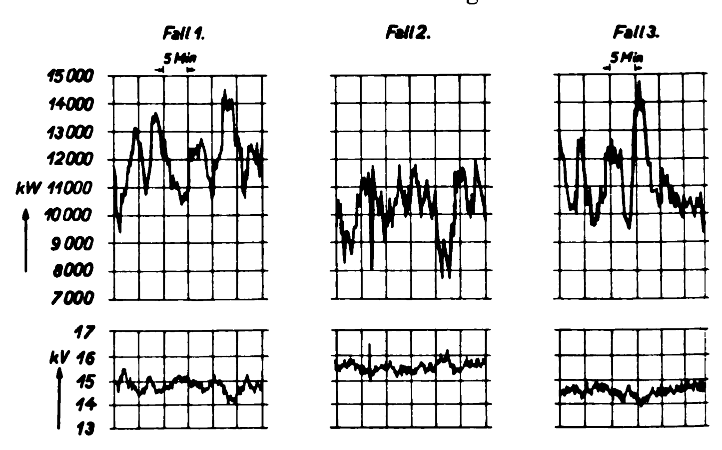



Abb. 5. Spannungsverlauf an der 15 kV Sammelschiene des Unterwerkes Pasing.

spannung festgelegt ist, bleibt im Zusammenhang mit dem möglichen Regelbereich der Stromerzeuger die Höhe der abgegebenen Blindleistung von maßgebendem Einfluß auf den Spannungsverlauf. Letzteres veranschaulicht die Textabb. 5, in welcher für verschiedene Betriebsfälle der praktische Verlauf der Spannung an der 15 kV-Sammelschiene des Unterwerkes Pasing nach den Angaben der Selbstschreiber wiedergegeben ist. Bei Beurteilung dieser Schaulinien ist zunächst zu beachten, daß die Maschinen des Walchensees für einen $\cos\varphi$ von 0,75 und eine obere Spannungsgrenze von 6,9 kV, die zugehörigen Transformatoren für ein Übersetzungsverhältnis von $6{,}9:122{,}5 = 1:17{,}7$, die Stromerzeuger der Mittleren Isar für einen $\cos\varphi$ von 0,7 und eine obere Spannungsgrenze von 6,6 kV, die zugehörigen Transformatoren für ein Übersetzungsverhältnis von $6{,}6:123{,}5 = 18{,}7$ ausgelegt worden sind. Die Streuspannung sämtlicher Transformatoren ist verhältnismäßig hoch, nämlich rund 9%.

Im Falle 1 (Regelbetrieb), in dem Maschine E VI des Walchenseewerkes parallel arbeitet mit den Stromerzeugern E III und E IV der Stufe Aufkirchen und die Blindleistung auf jede Maschine entsprechend ihrer Wirkleistung verteilt ist, sinkt die Sammelschienenspannung in Pasing auf 14 kV, wobei die Maschinenspannung in Kochel 6,9, in Aufkirchen 6,2 kV beträgt. Wird fast die gesamte Blindleistung des Netzes von Aufkirchen allein aufgebracht, während das Walchenseewerk nur Wirkleistung abgibt (Fall 2), so hat dies, wie aus Textabb. 5 zu entnehmen, zur Folge, daß nicht bloß die Spannung in

Pasing verbessert wird, sondern auch der ganze Regelbereich der Maschine VI des Walchenseewerkes nicht voll ausgenutzt zu werden braucht. Die Maschinenspannung kann in beiden Kraftwerkgruppen auf 6,6 kV gehalten werden. Wird die gesamte Leistung (Wirk- und Blindlast) durch zwei Maschinen des Walchenseewerkes übernommen (Fall 3), so sinkt bei voller Ausnützung des Regelbereiches bis zu 6,9 kV die Sammelschienenspannung in Pasing bis auf 14 kV. Im letzteren Falle ließe sich natürlich eine Verbesserung der Spannungsverhältnisse durch Einsetzen einer dritten Maschine des Walchenseewerkes erreichen, was aber ebenso wie die Übernahme der gesamten Blindleistung durch die Mittlere Isar vorerst aus wasserwirtschaftlichen Gründen nicht immer möglich ist. Die Schaulinien in Textabb. 5 zeigen jedoch bereits an, welche Bedeutung für den Spannungsverlauf auf der 15 kV-Seite der Verteilung der Blindlast zukommt. Wenn auch mit zunehmender Ausnutzung der Kraftstufen der Mittleren Isar im Ausbau II (1932) diese auch für den überwiegenden Teil der vom Netz geforderten Blindarbeit im Regelbetriebe aufkommen werden, so können bei weiterer Ausdehnung der elektrisch betriebenen Strecken die Spannungsverhältnisse im Fahrleitungsnetze unter Umständen dazu zwingen, an geeigneten Stellen dieses Netzes besondere Blindleistungsmaschinen aufzustellen.

### c) Betriebsführung.

Allenthalben war früher die Anschauung verbreitet, daß die Eisenbahnverwaltungen die für die elektrische Zugförderung auf einem großen Netze erforderlichen Kraftquellen in der Hand haben und den Betrieb der letzteren selbst leiten müssen, um die Sicherheit des Bahnbetriebes zu gewährleisten.

Die mit den Versuchsbetrieben bei den vormals bayerischen Staatsbahnen gewonnenen Erfahrungen (staatliches Saalachkraftwerk: Eigenerzeugung, Mittenwaldbahn: Strombezug aus dem Ruetzwerk der ÖBB) ließen im Zusammenhange mit dem von der bayerischen Staatsregierung nach Kriegsende unter Führung Oskar von Millers verwirklichten Ausbau der südbayerischen Großwasserkräfte jedoch den Entschluß reifen und begründet erscheinen, auch für den elektrischen Betrieb eines großen Bahnnetzes den Strom zu beziehen, statt ihn in bahneigenen Kraftwerken zu erzeugen. Abgesehen von dem Vorteile, daß die Last der Anlagekosten für die Wassergewinnungsanlagen auf zwei Schultern verteilt wurde, ergab sich von selbst — schon aus Rücksicht auf die Wasserwirtschaft — der Zwang, die mit Drehstrom- und Bahnstromerzeugern ausgestatteten Kraftwerke einer einheitlichen Betriebsführung zu unterstellen; daß letzteres auch einen wirtschaftlichen Gewinn bedeutet, ist zweifellos. Nachdem der Reichsbahn durch Beteiligung an den beiden Aktiengesellschaften, welche die Großwasserkräfte errichteten und betreiben (MIAG und WWAG), der erforderliche Einfluß auf die Wirtschaftsgebarung dieser Gesellschaften gesichert war, konnte unbedenklich auch die Bahnstromerzeugung in den Großwasserkräften der Bayernwerk A. G. als Betriebsführerin der Kraftanlagen übertragen werden. Durch Einberufung von Mitgliedern der Reichsbahn in den Vorstand der Bayernwerk A. G. ist ersterer auch hinsichtlich der Betriebsführung ein genügender Einfluß gewahrt.

Da einerseits jeder Betrieb erfahrungsgemäß um so reibungsloser geht, je weniger Köpfe an den nötigen Entscheidungen mitzuwirken haben, andererseits die Sicherheit des Bahnbetriebes, besonders bei Störungen, einen entscheidenden Einfluß auch auf die Kraftwerke verlangt, wurde mit dem Bayernwerk eine formlose Regelung hinsichtlich der Bahnstromerzeugung in den drei bisher mit solchen Erzeugern ausgerüsteten Kraftwerken in der Weise getroffen, daß beim gewöhnlichen Betriebe der Einsatz der Einphasenmaschinen nur durch die „Zentralverteilungsstelle" (ZVSt) des Bayernwerkes Karlsfeld erfolgt, welche die Lastverteilung auf die Kraftwerke und im gesamten Netz des Bayernwerkes (Drehstrom) regelt. Auch die Anordnungen über die Zahl der einzusetzenden Einphasen-Maschinen gibt die ZVSt unmittelbar an die Kraftwerke. Da jedoch die Reichsbahn über die Bahnstrom-Lastverteilung auf die einzelnen Kraftwerke genau und jeder Zeit unterrichtet sein muß, wurde beim Unterwerk Pasing, dem wichtigsten Knotenpunkt in der Bahnstromverteilung, eine Schaltbefehlstelle errichtet, die allein befugt ist, mit der ZVSt zu verhandeln und selbständig die Schaltung im Einphasen-Oberspannungsnetz zu ändern. An die Schaltbefehlstelle Pasing wird von der ZVSt Karlsfeld die Art und Zahl der eingesetzten Bahnstromerzeuger nach Vollzug gemeldet. Über die Spannungshaltung wird von Pasing unmittelbar mit den einzelnen Kraftwerken verhandelt, ebenso müssen Blindstromverteilung und Schaltmaßnahmen im Einphasenteil innerhalb der Kraftwerke von diesen im Benehmen mit Pasing geregelt werden. Treten Störungen im Oberspannungsnetz auf, so ist die Schaltbefehlstelle Pasing unter Hinweis auf den Störungsfall befugt, Inbetriebnahme und Abschaltung von Maschinen in den Kraftwerken selbst anzuordnen und die Rückmeldung hierüber unmittelbar zu empfangen; die getroffenen Anordnungen werden erst nachher der ZVSt des Bayernwerkes gemeldet. Auf diese Weise werden Betriebsunterbrechungen bei Störungen im Oberspannungsnetz auf eine möglichst geringe Zeitdauer beschränkt. Es muß festgestellt werden, daß die Zusammenarbeit der ZVSt des Bayernwerkes mit der Schaltbefehlstelle völlig klaglos vor sich geht und die Sicherheit des Betriebes der Kraftwerke auch bei Führung des letzteren durch die Reichsbahn keine größere wäre als bei der getroffenen Regelung.

### d) Störungen.

Außer der planmäßigen Untersuchung der Kanalhaltungen und der Ausbesserung der Wasseraustrittsstellen bei der Mittleren Isar im August 1926, die etwa 14 Tage in Anspruch nahm, und der Ausführung ähnlicher Arbeiten an zwei Tagen im September 1927, wodurch in beiden Fällen der Betrieb der Kraftstufen eingestellt war und das Walchenseewerk das gesamte Bahnnetz allein zu versorgen hatte, sind im Kraftwerkbetrieb folgende Störungen zu verzeichnen gewesen: 1925: sechs, 1926: zwei, 1927: vier. Die Störungen im Jahre 1925, welche noch unter die Anlaufzeit zu rechnen sind, hatten hier Ursachen größtenteils im Versagen der Turbinen- und Maschinenregler. Zeitdauer dieser Störungen betrug für alle sechs Fälle zusammen 19 Minuten; die größte Zeitdauer des spannungslosen Zustandes des Netzes betrug 7 Minuten, die kleinste 2 Minuten. Von den zwei Störungen im Jahre 1926, die ihren Grund im Versagen je eines Überstrom- und Zeitrelais in der Kraftstufe Eitting hatten, machte die eine das Netz 6 Minuten, die andere 4 Minuten spannungslos. Von den vier im Jahre 1927 vorgekommenen Störungen, die in einem Falle im Versagen eines Relais, in drei Fällen im Versagen der Erregeranlagen begründet sind, wirkte sich nur eine auf die Dauer von 8 Minuten auf das ganze Netz aus; bei den übrigen Störungen wurde entweder nur ein Teil des Netzes kurzzeitig in Mitleidenschaft gezogen oder die Wirkung beschränkte sich auf einen etwas starken Abfall der Spannung.

## II. Fernleitungen.

### a) Ausdehnung des Netzes.

Das aus Textabb. 6 ersichtliche 110 kV-Oberspannungsnetz ist auf eine Länge von 403 km ausgebaut; hiervon sind 112 km oder rund 28 v. H. (Pasing—Landshut, Rosenheim—Traunstein) vorerst mit einer Schleife belegt; die Tragvorrichtungen sind jedoch zum Aufbringen einer zweiten Schleife vorgesehen; 98 km = 24 v. H. des Netzes (Landshut—Regensburg, Rosenheim—Traunstein) werden vorerst mit 15 kV betrieben; das gleiche ist der Fall mit einer Schleife der Leitungsstraße

Pasing—München Ost (26 km), während die zweite Schleife dieser Fernleitung 110 kV führt. Ersteres war nötig, da

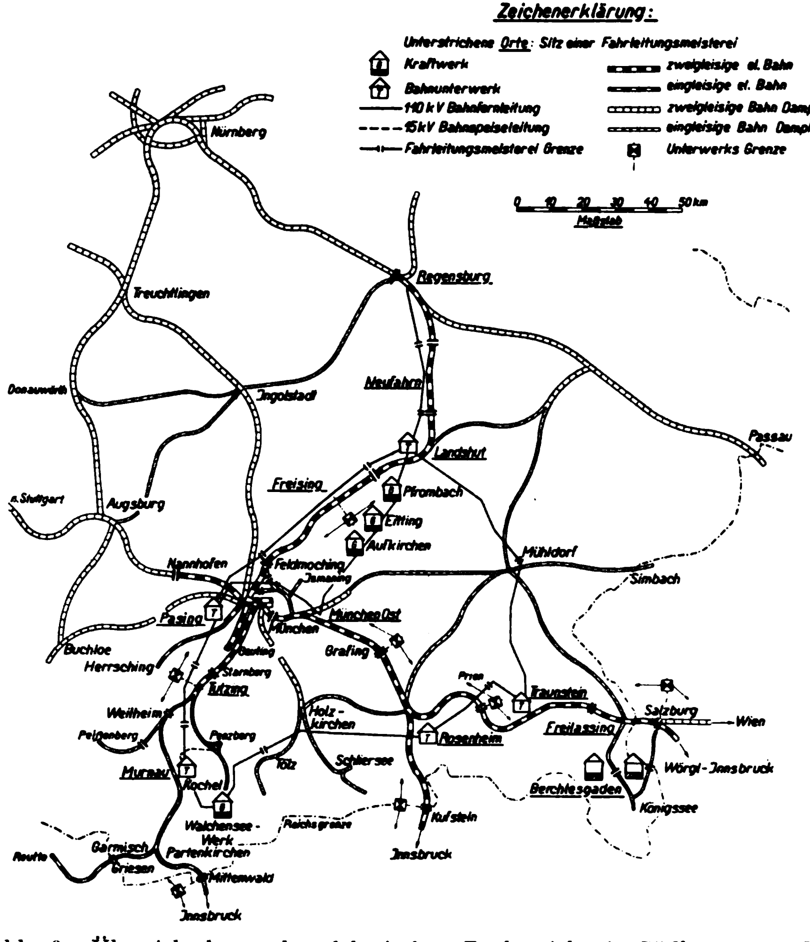



Abb. 6. Übersichtskarte des elektrischen Zugbetriebs in Südbayern nach dem Stande Mitte 1928.

München—Rosenheim im Betriebe abgetrennt sein müssen. Da die von der Mittleren Isar nach München Ost führende Leitungsstraße zwei 110 kV-Schleifen besitzt, war es nötig, in München Ost eine Freiluft-Umschaltanlage zu errichten, die ermöglicht, die eine von Pasing nach München Ost führende 110 kV-Schleife wahlweise mit einer der beiden nach der Mittleren Isar führenden Schleifen zusammenzuschalten. Textabb. 8 zeigt den 110 kV-Mast mit den Freiluft-Umschaltern.

Von dem Oberspannungsnetz werden vorerst vier Unterwerke versorgt, so daß auf ein Unterwerk rund 76 km mit 110 kV betriebene Freileitungen treffen. Rechnet man das im Bau befindliche Unterwerk Traunstein mit der geplanten 110 kV-Fernleitung Landshut—Mühldorf—Traunstein hinzu, so werden nach Fertigstellung dieser Anlagen auf ein Unterwerk rund 88 km Fernleitungen treffen. Von diesem Oberspannungsnetze aus werden die in Übersicht 1 unter Ziffer I aufgeführten Strecken mit einer Gesamtlänge von 607,7 km elektrisch betrieben, außerdem noch der Abschnitt Salzburg—Reichenhall (21 km), der vom Saalachkraftwerk abgetrennt werden wird, und die Mittenwaldbahn einschließlich des den Österreichischen Bundesbahnen gehörigen Teiles von der Reichsgrenze bei Griesen bis Reutte mit einer Gesamtlänge von zusammen 68,2 km, so daß im Mittel auf 100 km elektrisch betriebene Strecken 63 km mit 110 kV betriebene Fernleitungen treffen. Dieses Verhältnis kann in Ansehung der durchgeführten aus Textabb. 6 ersichtlichen Vermaschung des Oberspannungsnetzes (Kern-Ring: Pasing—Landshut — Mittlere Isar — München Ost—Pasing; Außen-Ring: Walchenseewerk— Pasing—Landshut—Traunstein—Walchenseewerk) als günstig bezeichnet werden und ist nur dadurch erreicht, daß die versorgten Bahnstrecken strahlenförmig vom Hauptverkehrsknotenpunkt München ab auslaufen.

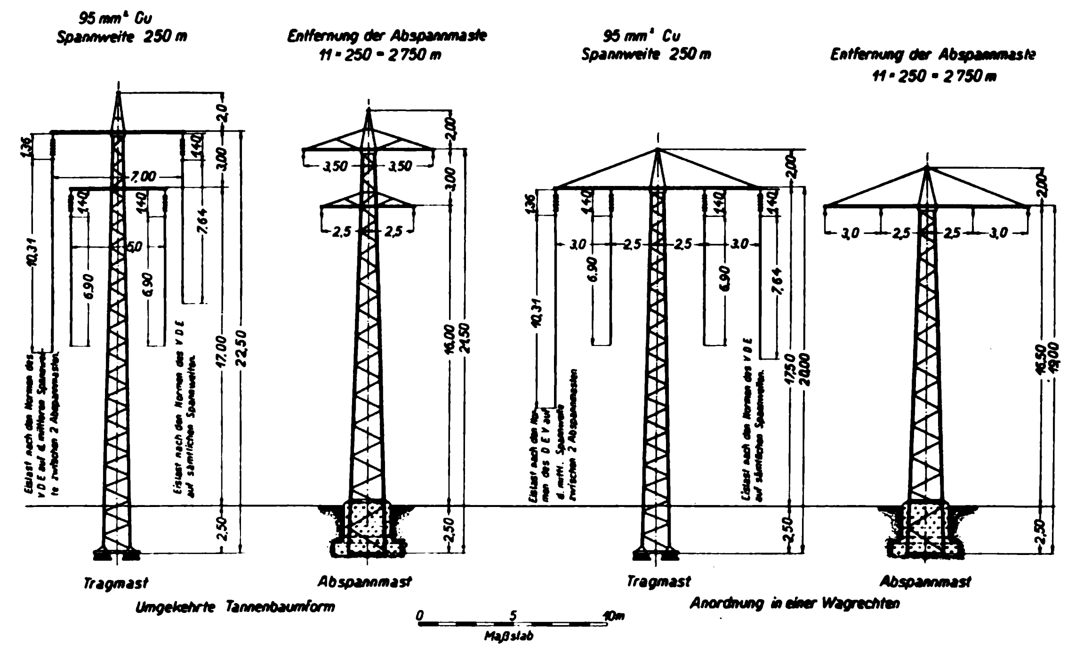



Abb. 7. Altes und neues Mastbild der 110 kV Bahnstrom-Fernleitungen.

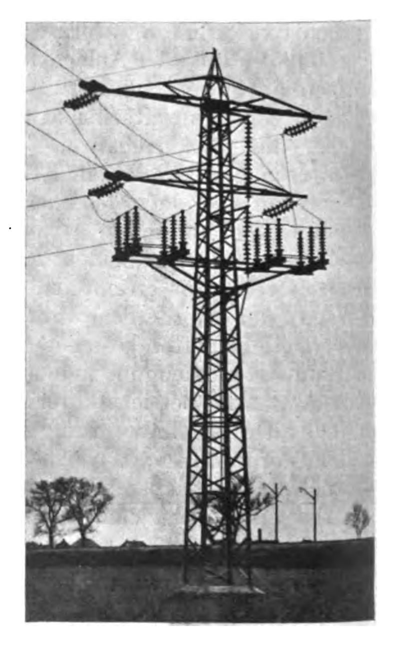


Abb. 8. Freiluftumschalter für 110 kV am Fernleitungsmast.

vorerst von der Errichtung eines Unterwerkes in München Ost abgesehen wurde, die ausgedehnten Fahrleitungsanlagen in München Ost aber von jenen der durchgehenden Bahnlinie

## b) Bauform und Baustoffe.

Die gewählte Form des Mastbildes, die „Schellenbaum“-Anordnung, bei welcher im Gegensatz zur „Tannenbaum“-

Form die langen Querträger oben, die kürzeren unterhalb der ersteren sich befinden, (vergleiche Textabb. 7 und 8) hat sich bisher auch unter ungünstigen Verhältnissen bewährt. Die letzteren treten besonders dann auf, wenn Leitungen durch übermäßigen Rauhreifansatz stark belastet infolge Versagens der Klemmen oder aus sonstigen Gründen reißen. Textabb. 9 zeigt die mit einer Schleife belegte Bahnstromfernleitung im Rauhreifgebiet in 30 m Entfernung von einer 110 kV-Drehstromleitung, die auf eine Abspannlänge zusammengebrochen ist; bei dem geringen gegenseitigen Abstand kann gleiche Einwirkung des Rauhfrostes auf beide Leitungsstrecken vorausgesetzt werden. Obwohl schon seinerzeit bei Beschaffung der Tragmaste über die Vorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker hinausgegangen wurde, indem Lochleibungsdruck und Scherbeanspruchung an den Stoßverbindungsstellen, besonders aber die Knicksicherheit der Eckpfosten namentlich im Oberschuß größer als nach diesen Vorschriften gewählt wurden, entschloß man sich doch auf Grund der

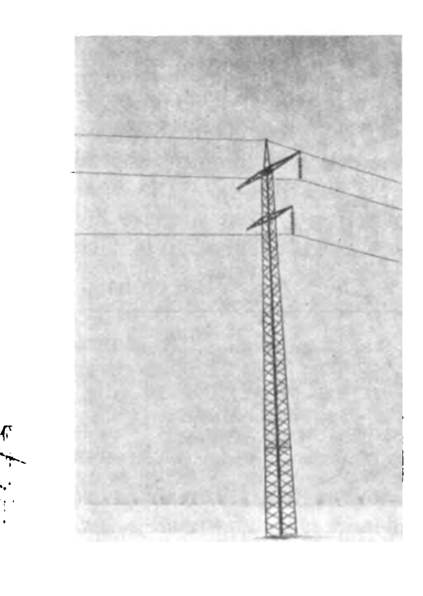
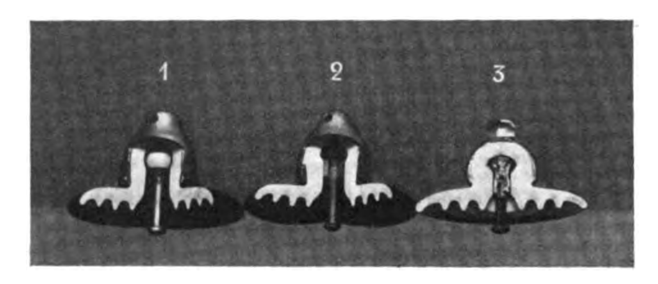


Abb. 9. Einseitig belegte 110 kV Bahnstrom-Fernleitung im Rauhreifgebiet.

anderwärts gemachten Erfahrungen für die erst vor kurzem gebaute Leitungsstraße Rosenheim—Traunstein, welche den Chiemsee im Norden umfährt, das Mastbild nach neuzeitlichen Gesichtspunkten zu ändern. Die letzteren zielen nicht bloß darauf ab, die Leiter in einer Ebene zu verlegen und damit beim Abfallen des Rauhreifes keine unzulässige Annäherung verschiedener Phasen infolge des Hochschnellens der Leiter zu ermöglichen, sondern streben auch eine möglichst große Verdrehungssicherheit der Tragmaste an, um Zusammenbrüche der Leitungsstraße beim Reißen der Seile zu vermeiden. Textabb. 7 zeigt das alte und neue Mastbild nebeneinander. Um die Verdrehungssicherheit der Tragmaste gegenüber der alten Bauform zu erhöhen, wurde in die Berechnungsvorschriften ein Stoßfaktor für die Verdrehung und auch ein solcher für die Biegung eingeführt, der die ruckweise vor sich gehende Beanspruchung beim Reißen der Seile berücksichtigen soll. Die Gewichte der Maste nach der neuen Bauform und Vorschrift werden allerdings nicht unwesentlich größer, denn die höhere Verdrehungssicherheit bedingt ein größeres Widerstandsmoment der Schrägen; auch der Nietanschluß muß den größeren mit Stoß wirkenden Kräften genügen; letzteres bedingt teilweise die Verwendung von Knotenblechen zum Anschluß der Schrägen an die Pfosten. Das hierdurch bedingte Mehrgewicht beträgt beim Regeltragmast etwa 30 v. H., beim Abspannmast 9 v. H. gegenüber der alten Ausführung der Maste nach der umgekehrten Tannenbaumform. Die verdrehungssichere Bauweise der Leitungsstraße ist jedoch ein so erheblicher Vorzug, daß die Mehrkosten in Ansehung der damit erreichten Betriebssicherheit nicht entscheidend ins Gewicht fallen.

Von den 403 km Fernleitungen sind 61 km oder 15 v. H. (nämlich München Ost—Mittlere Isar—Landshut) mit Rein-Aluminiumseilen von 120 mm² belegt, der Rest mit Kupferseilen von 120 und 95 mm² Querschnitt. Außer dem starken Ausschwingen und Flattern der leichten Aluminiumseile bei großer, stoßweisen Windbelastung konnte bisher kein Nachteil der Leitungen aus diesem Baustoff festgestellt werden. Die Seile sind mit Klemmen Bauart Hoffmann (Kötzschenbroda) aufgehängt, die sich bewährt haben; auch die für die Aluminiumseile verwendeten Auslöseklemmen, die auf 150 kg Auslösekraft eingestellt sind, genügten den Anforderungen; die Verwendung von Klemmen solcher Bauart, die den Zweck haben, nicht verdrehungssicher gebaute Maste beim Reißen



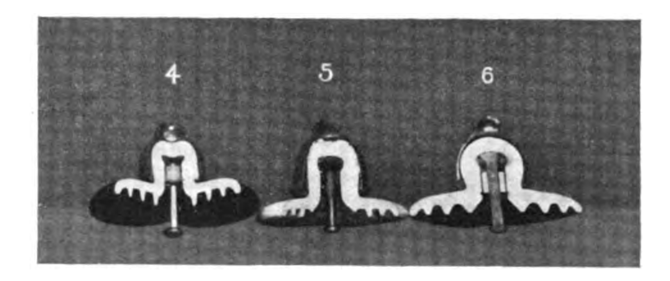




Abb. 10. Querschnitte der Kappenisolatoren für die 110 kV-Bahnstrom-Fernleitung in Südbayern: 1. Kugelkopf-Isolator, 2. V-Ring-Isolator, 3. Kegelkopf-Isolator, 4. C-Isolator, 5. Federring-Isolator, 6. Kugel-Isolator.

eines Seiles vor Umbruch zu bewahren, ist jedoch auf solche Fälle beschränkt, in denen keine Gefährdung von Menschen und Tieren eintreten kann, wenn infolge Wirkens der Auslöseklemmen der Durchhang in einzelnen Spannfeldern sich unzulässig vergrößert.

Die in die Trag- und Abspannketten der Fernleitungen eingebauten Isolatoren sind durchwegs Kappenisolatoren aus Porzellan, bei welchen letzteres auf Druck beansprucht wird. Die Isolatoren — von verschiedenen Firmen bezogen (Textabb. 10) — unterscheiden sich im wesentlichen nur durch die Art und Weise, in welcher der vom Isolatoren-Klöppel aufgenommene Zug als Druckbeanspruchung auf den Porzellankörper übertragen wird. Im allgemeinen konnten Unterschiede hinsichtlich der Güte bei den verschiedenen Bauweisen der Klöppelbefestigung im Betrieb nicht festgestellt werden.

### c) Störungen.

In den drei Jahren 1925 bis 1927 sind im ganzen sieben Störungen an den Fernleitungen aufgetreten; von diesen wirkte sich nur eine einzige (1926) auf den Eisenbahnbetrieb aus. Die zwei 1925 vorgekommenen Störungen waren auf Beschädigungen von Isolatoren durch Flintenschüsse zurück-

zuführen und die 1926 vorgekommene Störung, durch welche das Fernleitungsnetz auf die Dauer von 27 Minuten spannungslos wurde, war hervorgerufen durch Überschlag auf eine die Bahnstromfernleitung unterhalb kreuzende Leitung eines Überlandwerkes, das diese Leitung ohne Kenntnis der Reichsbahn in der Linienführung verändert hatte. Ebenso ernst waren zwei weitere Störungen an der mit Aluminium belegten Leitungsstraße München Ost—Mittlere Isar im gleichen Jahre, wenn auch der Bahnbetrieb hierdurch nicht in Mitleidenschaft gezogen wurde: ein außergewöhnlich böiger Föhnsturm trieb in beiden Fällen die Aluminium-Seile der Bahnstromfernleitung so weit seitlich ab, daß das eine Mal auf einen Baum, das andre Mal auf eine fremde Verteilungsleitung ein Überschlag eintrat. Das 1927 vorgekommene Aufdrillen eines Kupferseiles der Fernleitung Walchenseewerk—Pasing wurde rechtzeitig bemerkt, so daß nach Abschalten der Leitung durch Herausschneiden eines 36 m langen Seilstückes mit schadhaften Lötstellen und Einsetzen eines gesunden Stückes weitere Folgen verhütet werden konnten.

Die zweite Störung im Jahre 1927 wurde durch einen Blitzschlag hervorgerufen, der an einigen Masten Isolatoren beschädigte, die ausgewechselt werden mußten; der Bahnbetrieb blieb unbeeinflußt.

Zwei Anfang 1928 vorgekommene Störungen wurden hervorgerufen durch je einen Isolator der Aluminium-Leitung München Ost—Mittlere Isar, dessen Klöppel sich durch Drehen infolge der Schwingungen des Leiters allmählich aus der Mutter herausgeschraubt hatte. Das von der Kette losgelöste Seil fiel mit Klemme und Klöppel ab, ohne den Boden zu berühren. Der ungewöhnliche große Durchhang (bis 3 m über Boden) fiel sofort auf, so daß die Behebung der Störung, die den Bahnbetrieb nicht beeinflußte, ungesäumt eingeleitet werden konnte.

Im allgemeinen kann die Betriebssicherheit der Fernleitungen als vorzüglich angesehen werden; genaue Untersuchung in bestimmten Zeitabständen ist jedoch unerläßlich. Deshalb ist es besonders wichtig, die Linienführung dieser Leitungen so zu wählen, daß sie möglichst nahe an mit Kraftwagen befahrbaren Straßen verlaufen. In besiedeltem Gelände, namentlich in der Nähe von Städten bedingt dies zwar häufig erhöhte Aufwendungen für die dingliche Belastung der in Mitleidenschaft gezogenen Grundstücke; diese einmaligen Ausgaben stehen jedoch in keinem Verhältnis zu dem Vorteil, den die rasche Erreichbarkeit der Leitungen im Falle von Störungen bietet.

## III. Unterwerke.

### a) Versorgungsbereich, Belastung und Ausnützung.

Die Erfahrungen haben bestätigt, daß der gegenseitige Abstand der Unterwerke wesentlich größer gewählt werden kann als bei den vor dem Kriege für den elektrischen Betrieb eingerichteten Versuchsstrecken angenommen wurde. Wenn nicht außergewöhnliche, durch die Neigungsverhältnisse der versorgten Strecken bedingte Belastungsfälle vorliegen, kann — namentlich bei zweiseitiger Speisung — unbedenklich bis zu einem Unterwerkabstand von 80 km gegangen werden. Einen Beweis hierfür bieten die wiederholt bei Einführung des elektrischen Betriebes in Südbayern durchgeführten behelfsmäßigen Speiseschaltungen, so z. B. die seit Ende April 1928 im Betrieb befindliche einseitig freitragende Speisung des 35 km langen Abschnittes Traunstein—Salzburg vom Unterwerk Rosenheim aus; der Endpunkt Salzburg ist — auf der Bahnlinie gemessen — 88 km vom Unterwerk Rosenheim entfernt, im Abstand von 78 km von diesem beginnt eine nahezu 19 km lange Rampe 1:100. Diese Speiseschaltung ist ermöglicht durch die vorübergehende Benutzung der einschleifigen Fernleitung Rosenheim—Traunstein als 15 kV-Speiseleitung; letztere ist allerdings 11 km kürzer als die Bahnstrecke Rosenheim—Traunstein, deren Gleise als Rückleitung benützt werden.

Die Anlage der Stützpunkte für den elektrischen Betrieb kann jedoch nicht allein im Hinblick auf den durch die Verkehrsgröße und die Neigungsverhältnisse der Strecken bewirkten Spannungsabfall erfolgen; die hohen Baukosten solcher Stützpunkte und der von letzteren in der Linienführung beeinflußten Fernleitungen bedingen die Rücksichtnahme auf eine allenfallsige spätere Ausdehnung der elektrischen Betriebsform auf abzweigende Bahnstrecken. Deshalb sind die Eisenbahnknotenpunkte die für die Anlage der Unterwerke vorgezeichneten Orte. Bei der in Südbayern durchgeführten Umstellung konnte daher über die Anlage der Unterwerke in Pasing, Landshut und Rosenheim kein Zweifel bestehen; sowohl die Entfernung Pasing—Landshut als auch jene Pasing—Rosenheim beträgt etwas über 70 km. Der gegenüber den früher gewählten Unterwerkentfernungen nahezu doppelt so große gegenseitige Abstand führte bisher zu keinen Schwierigkeiten.

Der Versorgungsbereich an umgestellten Strecken beläuft sich beim Unterwerk Pasing auf 258,7 km, beim Unterwerk Landshut auf 97,3 km, beim Unterwerk Murnau auf 147 km, beim Unterwerk Rosenheim*) auf 86,6 km, beim Unterwerk Traunstein**) auf 84,9 km. Die Ausnützung der eingebauten Leistung in den schon seit längerer Zeit in Betrieb befindlichen Unterwerken zeigt nachstehende Übersicht 7.

Übersicht 7.

| O. Z. | Unterwerk | Zahl der eingebauten Umspanner | Leistung in kVA der eingebauten Umspanner | Jahresverbrauch in Millionen kWh 1926 | Jahresverbrauch in Millionen kWh 1927 | Jahres-Ausnützungsfaktor 1926 | Jahres-Ausnützungsfaktor 1927 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Pasing[1]) . | 3 | 15 000 | 28,26 | 46,70 | 0,295 | 0,488 |
| 2 | Landshut | 2 | 10 000 | 5,4 | 16,46 | 0,144 | 0,258 |
| 3 | Murnau . | 2 | 10 000 | 14,13 | 15,15 | 0,221 | 0,238 |

[1]) Seit 1928 ist ein vierter Umspanner von 5000 kVA aufgestellt.

Der Belastungsverlauf im Stundenmittel bei den einzelnen Unterwerken ist für einzelne Tage aus Abb. 3 bis 7, Taf. 14 zu entnehmen. Die Schaulinien zeigen, daß hauptsächlich die Belastung des Unterwerkes Pasing die Form des Belastungsgebirges nach Textabb. 3 entscheidend beeinflußt: doch treten auch bei den Unterwerken Landshut und Murnau die Spitzenbelastungen in ähnlicher Form, jedoch in wesentlich geringerer Höhe wie im Unterwerk Pasing auf, das infolge seines großen Versorgungsbereichs und des Nahverkehrs der Großstadt einen größeren Arbeitsverbrauch aufweist als die übrigen Unterwerke zusammen. Dies erhellt auch aus Textabb. 11, in welcher der wöchentliche Arbeitsverbrauch der einzelnen und aller Unterwerke zusammen vom Jahre 1925 ab bildlich dargestellt ist; die Schaulinien sind unter Berücksichtigung der Umstellungszeiten der Strecken nach Übersicht 1 zu bewerten; der Einfluß des Sommerfahrplans mit den größeren Zugleistungen ist jedoch in den einzelnen Jahren deutlich erkennbar.

Der Eigenverbrauch der Unterwerke für Heizung, Kühlung des Umspanneröles und sonstige Zwecke schwankt im Jahresdurchschnitt von 1,2 bis 1,9 v. H. des Gesamtverbrauches. Der Leistungsfaktor in den Unterwerken ist sehr stark abhängig von der Belastung; für das Unterwerk Pasing wurde nach den Ablesungen des Wirk- und Blindarbeitsverbrauches

*) In Betrieb seit März 1928.

**) Kommt erst 1929 in Betrieb.

(1927) ein durchschnittlicher cos $\varphi$ in den Monaten Juli und August von 0,7 ermittelt; er verschlechterte sich im September auf 0,67 und stieg dann infolge der induktionsfreien Belastung durch die Zugheizung in den Wintermonaten bis auf 0,75 an.

Im wöchentlichen Arbeitsverbrauch der einzelnen Unterwerke nach Textabb. 11 ist neben der Zugförderungsarbeit auch der Stromverbrauch der an die Fahrdrahtanlagen angeschlossenen Beleuchtungseinrichtungen von Stationen mit enthalten; dieser Verbrauch ist im Verhältnis zur Zugförderungsarbeit verschwindend; eine Ausnahme bildet nur die in Textabb. 11 kenntlich gemachte Arbeitsaufnahme der beim Unterwerk Pasing errichteten Umformeranlage, die im Juni 1927 in Betrieb genommen wurde. Diese hat die Aufgabe, die Werkstätte- und Bahnhofsanlagen in München und Neuaubing (Reichsbahnausbesserungswerk) mit Licht und Kraft zu versorgen. Bei der Wichtigkeit der Beleuchtung für den Bahnhof München und der Kraftbetriebe zweier großer Ausbesserungswerke mußte für den Wechselstrom-Drehstrom-Umformer ein Parallelarbeiten nicht bloß mit einer Gegendruckturbine des Heizwerkes München Hbf. (Winter), sondern auch mit dem städtischen Drehstromnetz in München gefordert

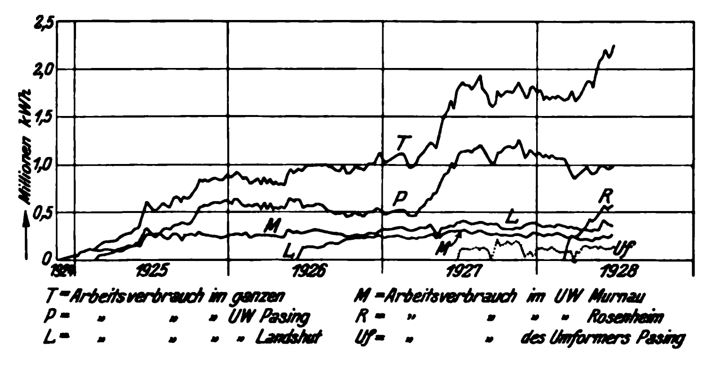



Abb. 11. Arbeitsverbrauch an Bahnstrom der einzelnen Unterwerke und Gesamtverbrauch 1924 bis 1928.

werden, das seinerseits mit den Großwasserkräften zusammenhängt. Die mechanische Kupplung zweier großer Netze mit verschiedener Polwechselzahl durch die Welle eines Umformers läßt sich bei dem verhältnismäßig rauhen Betrieb der Einphasenseite nur unter Anwendung von besonderen Hilfseinrichtungen lösen. Die Umformeranlage besteht im ganzen aus acht Maschinen, die in einen Haupt- und einen Hilfssatz gegliedert sind. Der erstere hat fünf, der letztere drei unmittelbar gekuppelte Maschinen. Der Antrieb des Hauptsatzes erfolgt durch einen asynchronen Einphasenmotor von 1700 kW-Leistung bei cos $\varphi = 1$ (3 kV, $16^2/_3$ Hertz, 500 Umdrehungen in der Minute), der über einen Umspanner von 2000 kVA an die 15 kV-Sammelschienen des Unterwerkes angeschlossen ist. Der Drehstromerzeuger von 1600 kW Leistung (cos $\varphi = 0{,}915$; 5 kV; 50 Hertz) ist als Synchronmaschine ausgebildet und arbeitet unmittelbar auf das 5 kV-Netz der Licht- und Kraftanlagen. Zum gleichen Satz gehören noch eine Erregermaschine von 20 kW, eine Kollektorhintermaschine von 310 kVA-Leistung sowie ein Danielson-Umformer; die beiden zuletzt genannten Maschinen dienen zur Drehzahl und cos $\varphi$ = Beeinflussung des Einphasenmotors. Der von einem Synchronmotor (14 kW, $16^2/_3$ Hertz) angetriebene Hilfssatz mit kleiner Erregermaschine hat die Aufgabe, Dreiphasenstrom von $16^2/_3$ Hertz zu erzeugen (bis 38 kVA), welcher der Kollektorhintermaschine zugeführt und dort auf Schlupffrequenz umgeformt wird.

Um bei der großen Zahl der Maschinen für die Umformeranlage, die vom Personal der Warte mit bedient werden muß, Schaltfehler zu vermeiden und dieses Personal von der Überwachung des Zugförderungsdienstes nicht abzulenken, ist der ganze Betrieb des Umformers, im besonderen der Anlaßvorgang soweit als möglich selbsttätig eingerichtet. Nach Einlegen des 15 kV-Ölschalters wird der Anlauf des Haupt- und Hilfssatzes durch kurzzeitiges Drücken auf einen Knopf eingeleitet und, ohne daß ein weiterer Handgriff gemacht werden müßte, selbsttätig zu Ende geführt. Merklampen lassen den ordnungsgemäßen Verlauf des Anlaßvorgangs erkennen, Störungen werden durch Fallklappen angezeigt. Nur Synchronisieren und Parallelschalten erfolgt von Hand. Vor dem Anlassen ist der Umformer auf eine bestimmte Leistungsabgabe einzustellen; letztere ist in weiten Grenzen regelbar, um den Betriebserfordernissen in den verschiedenen Jahreszeiten sich anpassen zu können. Die Umformeranlage soll im Jahre rund 6 Millionen kWh Drehstrom abgeben; bei einem Jahreswirkungsgrad von etwa 80% ist der Betrieb sehr wirtschaftlich, namentlich wenn die Soll-Abnahme aus den Großwasserkräften durch die Zugförderung allein nicht erreicht wird. Der unruhige Frequenzverlauf auf der Einphasenseite bereitet jedoch für den Parallelbetrieb mit dem Drehstromnetz vorerst noch Schwierigkeiten, an deren Meisterung zur Zeit angestrengt gearbeitet wird.

### b) Bauform.

Bei den bisher errichteten Unterwerken wurden alle elektrischen Einrichtungen umbaut. Die Kosten des Hochbaues betragen in diesen Fällen etwa 35 bis 40 v. H. der Gesamtbaukosten; die größeren Werte gelten, wenn — wie beim Unterwerk Pasing — die Bestandteile in einzelnen getrennten Bauwerken — aufgelöste Bauform — untergebracht werden. Für das noch zu erstellende Unterwerk Traunstein ist in Aussicht genommen, die Oberspannungsseite als Freiluftanlage auszubilden. Der Anteil der Hochbaukosten an den Gesamtkosten, die um etwa 12 bis 15 v. H. niedriger werden, sinkt in diesem Falle auf rund 25 v. H.

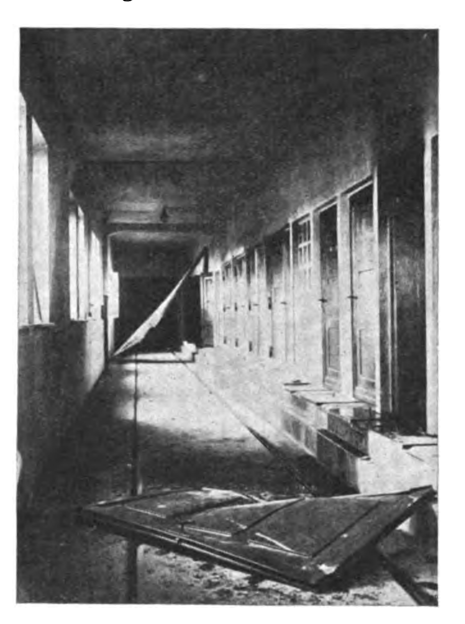


Abb. 12. Ölschalter-Explosion im abgeschlossenen Vorbau des 15 kV-Hauses im Unterwerk Pasing.

Als besonderer Vorteil hat sich erwiesen, die elektrischen Einrichtungen nicht — wie anderwärts früher ausgeführt — in mehreren Stockwerken übereinander anzuordnen, sondern möglichst ebenerdig, wegen der leichteren Erreichbarkeit; dieser Grundsatz ist bei allen Unterwerken durchgeführt und zwar sowohl auf der Ober-, wie auf der Unterspannungsseite. Sammelschienen und Trennschalter liegen im Obergeschoß, soweit nicht letzteres wie bei der „Hallenbauform" (z. B. in den Unterwerken Murnau und Rosenheim) infolge des Einbaues von in Betongruben versenkten Hochvolt-Schaltern ganz entfällt.

Die vor den 15 kV-Schaltern liegenden Werkgleise in den Umbau mit einzubeziehen, hat sich nicht bewährt. Die Vorbauten bieten zwar die Möglichkeit, geschützt vor den Witterungseinflüssen kleine Instandsetzungen an den Ölschaltern auszuführen, doch können bei wiederholten Kurzschlüssen leicht explosionsgefährliche Gemische in den Vorbauten auftreten. Textabb. 12 zeigt die Wirkung einer solchen

Explosion im abgeschlossenen Vorbau der 15 kV-Ölschalter beim Unterwerk Pasing. Außer der Explosion in der Schalterzelle, welche die Zellentüre in den Vorraum schleuderte, fand im Vorbau selbst noch eine heftige Nachexplosion statt; da diese Ölgase selbst bei starker Verdünnung mit Luft noch entzündungsfähige Gemische bilden, mußte der Vorbau in der aus Textabb. 13 ersichtlichen Weise geändert werden. Die statt der Fenster hergestellten bogenförmigen Durchbrüche an der Außenwand des Vorbaues bewirken einen guten Luftausgleich und damit Beseitigung der Explosionsgefahr im Vorbau.

Noch vorteilhafter ist in dieser Hinsicht die beim Unterwerk Rosenheim gewählte aus Textabb. 14 ersichtliche Anordnung, bei welcher die Speiseschalter-Zellen ganz offen gelassen sind und der Vorbau nur durch ein Gitter abgeschlossen ist; die 15 kV-Schalter ragen in diesem Falle nur mit dem unteren Teile in die Zelle hinein (hängende Bauform).

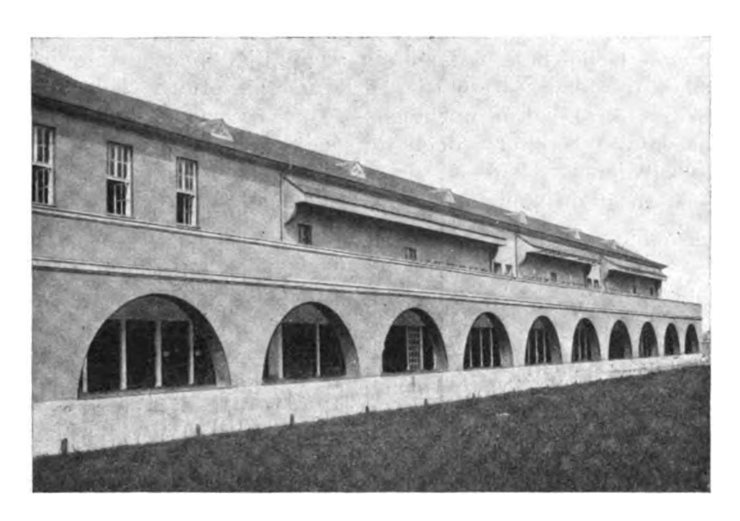


Abb. 13. Bogenförmige Durchbrüche zur Entlüftung des Vorbaues am 15 kV-Haus des Unterwerks Pasing.

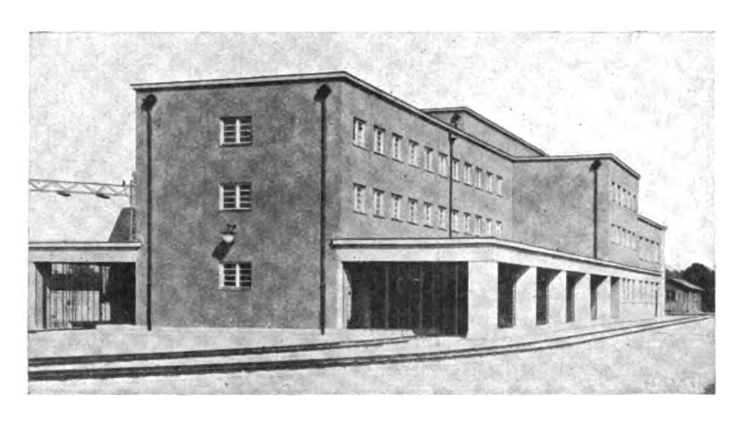


Abb. 14. Offene Zellen für die 15 kV-Ölschalter des Unterwerks Rosenheim (hängende Bauform).

Die Anordnung der Warte (Betätigungsraum) ist bei der Lösung der Grundrißform eines Unterwerkes von Wichtigkeit. Soferne nicht die großen Ausmaße des letzteren, wie beim Unterwerk Pasing*) dazu zwingen, für die Warte ebenso wie für Hoch- und Niedervolthaus eigene Gebäude zu errichten, muß für die Anordnung des Betätigungsraumes die Absicht entscheidend sein, dem Wärter möglichst die Wege abzukürzen, die er zurücklegen muß, um ins Hoch- oder Niedervolthaus zu gelangen. Dies ist am leichtesten möglich, wenn die Achsen dieser Häuser, wie beim Unterwerk Murnau*), an ihrem einen Ende einen rechten Winkel zueinander bilden. Die Warte läßt sich dann am Schnittpunkt der Achsen leicht unterbringen. Auch wenn die Achsen des Hoch- und Niedervolthauses, wie z. B. beim Unterwerk Rosenheim, gleichlaufend angeordnet sind (siehe Textabb. 15), läßt sich durch Einfügung eines Anbaues die Warte so in die Grundrißform einfügen, daß von ihr aus ein unmittelbarer Zugang zum Ober- und Unterspannungsraum ermöglicht ist. Da die Unterwerke im allgemeinen — namentlich zur Nachtzeit nur einmännig besetzt sind, ist es von großer Bedeutung, daß der Wärter rasch Sammelschienenanlagen und sonstige Einrichtungen übersehen kann. Ein Betreten von Zellen, in denen sich Hochspannung führende Teile befinden, ist dem Wärter, solange er allein im Unterwerk anwesend ist, untersagt.

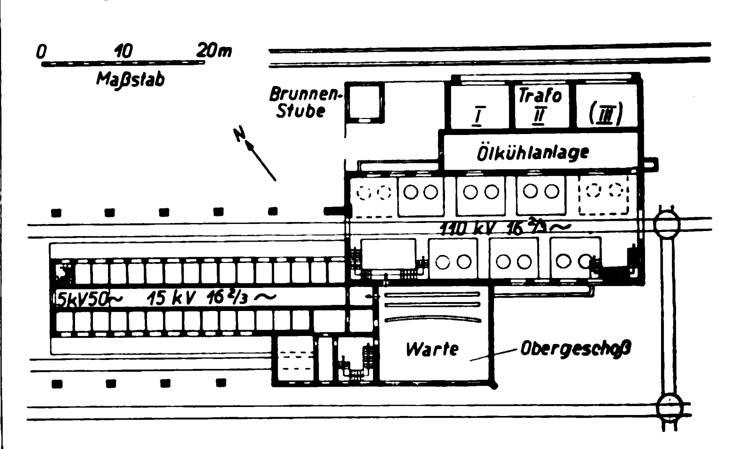



Abb. 15. Anordnung der Warte im Bahnstrom-Unterwerk Rosenheim.

Eine möglichst gedrungene Anordnung der Tafeln und Schaltgerüste in der Warte ist von Vorteil. Der Wärter soll von seinem Sitz aus nicht nur die wichtigsten Meßeinrichtungen und Schalterstellungen in der Ober- und Unterspannung des Werkes überblicken können, sondern auch in der Lage sein, den Fernsprecher zu bedienen und die angeordneten Schaltmaßnahmen im Fernsprechbuche zu vermerken sowie auf einem Schaltbilde zu kennzeichnen. Bei den Unterwerken Pasing und Landshut, die als Knoten im Oberspannungsnetze eine große Bedeutung haben, sind die Tafeln in der Warte in zwei bogenförmigen Teilen so angeordnet, daß der Blick des Wärters von seinem Sitz aus auf die Unterspannungsseite gerichtet ist; um die Oberspannung zu übersehen, muß er sich umdrehen. Bei den Unterwerken Murnau und Rosenheim sind die Tafeln für Ober- und Unterspannung im Gesichtskreis des Wärters nebeneinander aufgestellt; der in Rosenheim hierfür gewählte Halbbogen (vergl. Textabb. 15) ist vorteilhafter als die in einer Flucht geradlinig durchgeführte Aufstellung der Tafeln an einer Seitenwand des Unterwerkes Murnau.

Nicht geringen Raum in der Warte nehmen Fernsprecher, Bildfahrpläne und Schaltbilder ein. Diese Hilfsmittel müssen in unmittelbarer Nähe des Wärters sich befinden, so daß er in der Lage ist, mit dem Fernsprecher in der Hand Bildfahrplan und Schaltbild anzusehen und auf letzterem die Änderung des Schaltzustandes sofort entsprechend den von ihm gegebenen Weisungen vorzumerken. Textabb. 16 zeigt, in welcher Weise in der Warte des Unterwerkes Pasing diese Hilfsmittel angeordnet sind. Auf dem linken, der Unterspannungsseite zugewandten Pult ist ein Fernsprechumschalter mit 60 Anschlüssen eingebaut; zu beiden Seiten von diesem sind geneigt

---

*) „Elektrische Bahnen" 1926, S. 196 bis 206.

*) „Elektrische Bahnen" 1925, S. 141 bis 150.

die Bildfahrpläne angeordnet, die über Rollen laufen. Gegenüber diesem Pult ist ein zweites aufgestellt, auf dem das Schaltbild für die 15 kV-Seite des gesamten Unterwerkbezirkes dargestellt ist. Die Fahrleitungen sind auf dem Bilde als feine Leisten aufgesetzt, die auf Weisung des Unterwerkes zu betätigenden Schalter der Stationen als Knöpfe. Letztere liegen, solange sie die Schalter als in der Grundstellung befindlich anzeigen sollen, in einer Ebene mit den die Fahrleitung darstellenden Leisten. Um die Änderung des Schaltzustandes recht augenfällig zu machen, treten jene Knöpfe, welche Fahrleitungsgruppen verbindende Schalter darstellen, aus der Ebene des Schaltbildes heraus, wenn die Grundstellung der Schalter geändert wird, während die Knöpfe für die Streckenschalter im Schaltbild versenkt sind, wenn diese nicht in der Grundstellung sich befinden. Die Schnur des Fernsprechhörers ist so lang gemacht, daß der Wärter sich

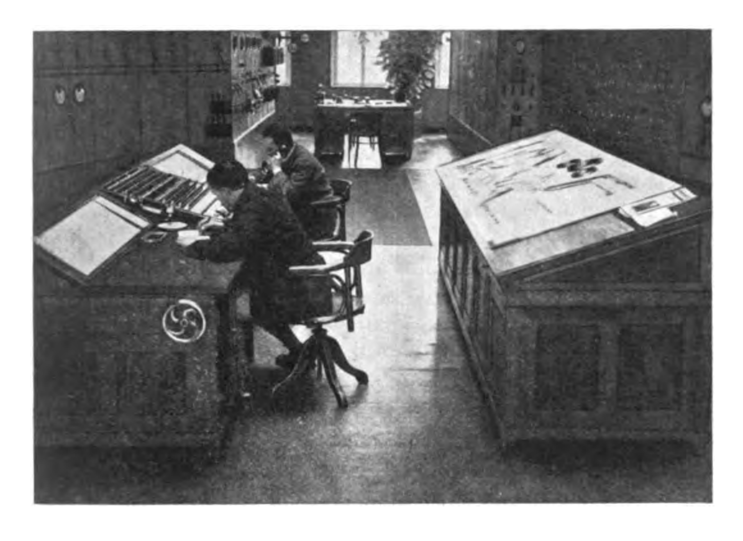


Abb. 16. Fernsprecher und Schaltbild in der Warte des Unterwerks Pasing.

umdrehen und von seinem Sitz aus an das Schaltbild gehen kann. Nach Eintreffen der Vollzugsmeldung über den von ihm gegebenen Schaltbefehl bringt er auf dem Schaltbild mit Hilfe eines einfachen Schlüssels und einer leichten Drehbewegung den Knopf in die dem Schaltbefehl entsprechende Lage. Ist eine Fahrleitungsstrecke, z. B. zwischen zwei Stationen wegen Unterhaltungsarbeiten ausgeschaltet, so klemmt der Wärter auf die betreffenden Leisten des Schaltbildes ein Sperrzeichen, welches angibt, daß der Abschnitt für jede Schaltmaßnahme gesperrt ist. Die Festlegung des jeweiligen Schaltzustandes ist, namentlich bei großen Unterwerkbezirken oder verwickelten Schaltanlagen großer Bahnhöfe, schon mit Rücksicht auf den Schichtwechsel der Wärter, unumgänglich notwendig; sie bietet eine wesentliche Erleichterung des Dienstbetriebes. Für den Bezirk des Unterwerkes Pasing, das auf der 15 kV-Seite 346 Schalter zu beherrschen hat, sind die Aufschreibungen im Fernsprechbuch allein derart unübersichtlich, daß Schaltfehler unausbleiblich wären. Der Eintrag jeder Schaltmaßnahme ins Fernsprechbuch unter genauer Angabe der Zeit sowie des Namens der den Befehl gebenden und ausführenden Personen ist jedoch unerläßlich. In der Mitte des Schaltbildes sind, wie Textabb. 16 zeigt, noch die Messer für die Prüfeinrichtung Bauart Täuber*) (Strom-, Spannungs- und cos $\varphi$-Messer) angebracht, die beobachtet werden müssen, wenn Störungen auftreten. Rechts vom Schaltbild ist noch eine abwischbare Tafel angebracht, auf der rasch Vormerkungen gemacht werden können über Meldungen und Befehle, die später ins Fernsprechbuch eingetragen werden.

*) Elektrische Bahnen 1927, S. 251.

Da das Unterwerk Pasing als Schaltbefehlstelle über das gesamte Oberspannungsnetz ausgebildet ist, letzteres aber vorerst vier (einschließlich Traunstein fünf) Unterwerke und drei (später vier) Kraftwerke umfaßt, erwies sich auch für den Betrieb der Oberspannung ein ähnliches Schaltbild wie für die Unterspannung nötig. Dieses konnte allerdings nicht in unmittelbarer Nähe der beiden Schaltpulte angeordnet werden, weil Raum hierzu auf diesen nicht verfügbar war. Drei freie Felder der bogenförmig gestalteten Hochspannungsschalttafel, welche der Wärter, wenn er Schaltungen auf dem 15 kV-Schaltbild kennzeichnet, mit einem Blick übersehen kann, wurden für die Anbringung des Oberspannungsschaltbildes verwendet. Auf diesem sind Sammelschienen der Kraft- und Unterwerke durch Leisten, Ölschalter und Trennmesser durch Schauzeichen dargestellt, deren Lage durch einen Schlüssel verändert werden kann. Die Schalternummern sind mit den Kraftwerken vereinbart und entsprechen ebenso wie die Schalternummern der Unterwerke den in diesen Werken vorhandenen Bezeichnungen. In der „Aus"-Stellung der Ölschalter leuchtet auf dem Schaltbild eine Signallampe auf. Schalter, die aus irgend einem Grunde nicht betätigt werden dürfen, werden durch besondere aufzusteckende Sperrzeichen hervorgehoben.

Die Ausführung dieser Schaltbilder hat sich bewährt; sie ist wesentlich einfacher und billiger als das im Unterwerk Murnau*) für die 15 kV-Seite eingebaute Schaltbild, bei dem durch Relaisabhängigkeit die durch eine Schalterbetätigung auf dem Bilde bewirkte Abschaltung der Strecke durch Aufleuchten der letzteren gekennzeichnet wird.

### c) Störungen.

Die in den drei Jahren 1925 bis 1927 in den Unterwerken (einschl. Schaltposten München Hbf.) vorgekommenen Störungen zeigt nachstehende Übersicht 8.

Übersicht 8.

| O. Z. | Schäden an | Unterwerks-Störungen | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1925 Zahl | 1926 Zahl | 1927 Zahl | 1925 bis 1927 Zahl | v. H. |
| | **A. Oberspannung:** | | | | | |
| 1 | Leitungen mit Trennschalter | 1 | 1 | 1 | 3 | 5,4 |
| 2 | Ölschalter mit Schutzrelais | 1 | 2 | 4 | 7 | 12,5 |
| 3 | Umspannern 110/15 kV | 1 | — | — | 1 | 1,8 |
| | **B. Unterspannung:** | | | | | |
| 4 | Leitungen mit Trennschalter | 2 | — | 2 | 4 | 7,1 |
| 5 | Ölschalter mit Schutzrelais | 14 | 4 | 3 | 21 | 37,4 |
| 6 | Werkumspannern | — | — | 1 | 1 | 1,8 |
| 7 | Spannungs- und Stromwandlern | 1 | 1 | 4 | 6 | 10,7 |
| 8 | Überspannungs-Schutzeinrichtung | 1 | 1 | — | 2 | 3,6 |
| 9 | Schalterbetätigungsanlagen | 5 | 3 | 1 | 9 | 16,1 |
| 10 | Meß-, Zähl- und Prüfeinrichtungen | 1 | — | — | 1 | 1,8 |
| 11 | Signal- und Gefahrmeldeanlagen | 1 | — | — | 1 | 1,8 |
| | Zusammen | 28 | 12 | 16 | 56 | 100 |

*) Elektrische Bahnen 1927, Heft 1, S. 29 bis 31.



Von den 56 in drei Betriebsjahren eingetretenen Störungen in den Unterwerken traten 11 oder 19,6 v. H. auf der Oberspannungsseite dieser Werke auf. Bei 25 oder 44,6% aller vorgekommenen Störungen wurde der elektrische Zugbetrieb nicht beeinflußt; in 13 Fällen, d. i. 23,6 v. H. aller Störungen wurde der Zugbetrieb auf die Dauer von 1 bis 6 Minuten, beim Rest der Störungen auf eine größere Zeitdauer in Mitleidenschaft gezogen. Die Auswirkung der Schäden erstreckte sich, soweit die Unterspannung in Frage kommt, fast ausnahmslos jeweils auf einzelne Speisebezirke, nicht auf den ganzen Unterwerkbezirk. Die Schäden an den Oberspannungsanlagen einschließlich Trennschaltern traten im Unterwerk Murnau auf, wo in einem Falle ein Schalter der 110 kV-Freiluftschaltanlage wegen Vereisung nicht betätigt werden konnte, in den beiden anderen Fällen die Wanddurchführungen ausgewechselt werden mußten. Die Störungen an den 110 kV-Ölschaltern beruhten in den meisten Fällen auf dem Versagen der Relais; in einem Falle trat ein Überschlag an einer Durchführung gegen den Schalterdeckel ein; in zwei Fällen brachen Kontaktbolzen im Ölschalter, die aus zu sprödem Baustoff gefertigt waren. Die Auswahl richtiger, der Beanspruchung

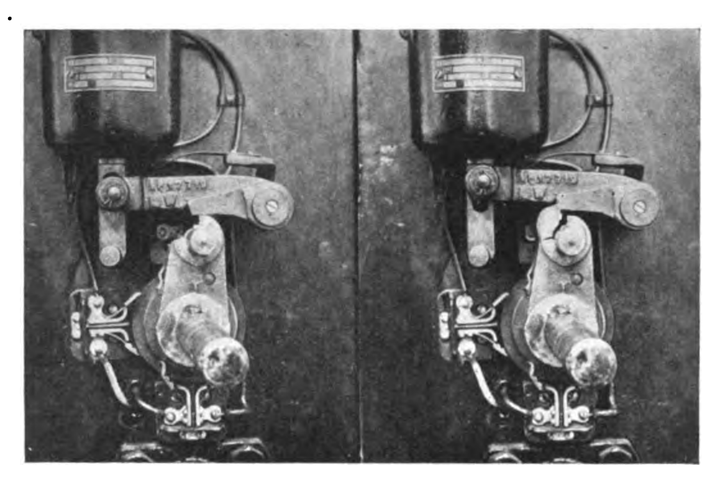


Abb. 17. Bruch eines Sperrklinkenhebels am Antrieb eines 110 kV-Schalters.

entsprechender Baustoffe ist für den Betrieb von größter Bedeutung. Dies zeigt Textabb. 17, in welcher der Bruch eines Sperrklinkenhebels eines 110 kV-Schalterantriebes dargestellt ist. Durch den unvollständigen Bruch des gegossenen Hebels konnte der Schalter in der „Ein"-Stellung eine kleine Rückwärtsbewegung machen, ohne in die Ausschaltstellung zurückzufallen. Diese geringe Rückwärtsbewegung genügte, um den Vorstufenwiderstand des Ölschalters einzuschalten. Die im Kraftwerk noch ausgeschaltete 110 kV-Leitung übertrug einen Ladestrom, welcher über den Vorstufenwiderstand ging, der so erwärmt wurde, daß eine Verrußung der Durchführungen eintrat, die bemerkt wurde. Beim Übertragen von Last wäre die Wirkung des Schadens eine verheerende geworden. Durch Austausch der gegossenen Hebel durch solche aus zähem Stoffe wurde einer Wiederholung der Gefahr vorgebeugt.

Die Umspanner von 5000 kVA Leistung zeigten sich in jeder Hinsicht betriebssicher, ein geringfügiges Lecken der Behälter konnte leicht behoben werden. Sie sind bis auf jene für das Unterwerk Rosenheim alle von gleicher Ausführung; bei den letzteren wurden die Spulen nicht mehr in rechteckiger, sondern kreisrunder Form ausgebildet, wodurch nicht bloß eine höhere mechanische Kurzschlußfestigkeit, sondern auch ein billigerer Preis erzielt wurde. Die Anordnung von Anzapfungen zur Veränderung der Unterspannung (17,25 bzw. 16,5 kV) hat sich bei dem großen Unterwerksabstand als sehr vorteilhaft erwiesen und zwar um so mehr, als bei der großen für die Umspanner gewählten Kurzschlußspannung (9,2%) die Sammelschienenspannung bei starker Belastung sehr rasch sinkt; infolgedessen kann die vorgesehene Überbelastung der Umspanner von 7500 kVA auf ½ Stunde und 10000 kVA auf 10 Minuten praktisch wenig ausgenützt werden.

Berücksichtigt man, daß die im Oberspannungsteil der Unterwerke vorgekommenen Störungen zum Teil in die erste Betriebszeit (Anlaufzeit) derselben fallen, so kann im allgemeinen mit einer großen Betriebssicherheit dieser Anlagen gerechnet werden.

Von den Störungen auf der Unterspannungsseite der Unterwerke fallen in Übersicht 8 die Schäden an den 15 kV-Schaltern (37,4 v. H. aller Störungen) besonders auf. Sie sind begründet in der unzureichenden Bauart der Schalter, die den Anforderungen des rauhen Bahnbetriebs mit seinen häufigen Kurzschlüssen nicht Rechnung trug. Ein Teil der Lieferer mußte daher die zuerst von ihnen eingebauten Schalter gegen neue, der Eigenart des Bahnbetriebs entsprechende Schalter austauschen; dies hatte zur Folge, daß die Zahl der Ölschalterschäden auf nahezu $^1/_5$ von 1925 bis 1927 zurückgegangen ist. Unter Abschnitt III b) wurde bereits auf die üble Wirkung der Kurzschlüsse auf die 15 kV-Schalter und deren Folgen hingewiesen. Ein Schalter, der schon nach ein paar Kurzschlüssen nachgesehen und instandgesetzt werden muß, ist für den Bahnbetrieb nicht brauchbar; 40 bis 60 Kurzschlüsse je nach der Entfernung des Kurzschlußortes vom Schalter, sollten vom letzteren bewältigt werden können; erst dann ist er als ein für den Vollbahnbetrieb geeigneter 15 Vk-Schalter anzusprechen.

Textabb. 18a und b zeigen einige Beispiele von der Wirkung der Kurzschlüsse auf Ölschalter, die zum Teil den Anforderungen nicht entsprachen: Teilbild 1 veranschaulicht die Wirkung des Überschlages von der spannungführenden Befestigungsschelle eines Vorkontaktbolzens nach geerdeten Teilen des Schalttraversen-Antriebs, eingeleitet durch Schlammablagerung auf dem wagrecht angeordneten Hartpapierrohr der Traverse. In Teilbild 2 ist das Austreten der Füllmasse des Porzellan-Durchführungsisolators gut erkennbar, welcher infolge eines Überschlagfeuers von spannungführenden Teilen oberhalb der Löschkammern nach den geerdeten seitlichen Seitenwänden des Kessels platzte; Ursache: zu großer Ölverlust infolge eines Kurzschlusses. Teilbild 3 zeigt die Überschlagwirkung zwischen zwei einander nicht zugeordneten Kontaktpunkten einer Vierfachunterbrechung, vermutlich hervorgerufen durch eine große Gasblase, die beim Kurzschluß durch die Ölschicht zwischen den beiden Kontakten hindurch wanderte. Der in Teilbild 4 dargestellte Schaden bestand in einem Überschlag von dem spannungführenden Bolzen eines Durchführungsisolators zum geerdeten Seitenwandblech des Ölkessels; unmittelbarer Grund: zu großer Ölverlust beim Kurzschluß; ungenügende Auskleidung des Kessels. Auch aus Teilbild 5 ist die Wirkung von Überschlägen ersichtlich, welche infolge zu großen Ölverlustes von spannungführenden Teilen (Kontaktfedern) auf geerdete Teile (Antriebswelle, Hebel, Ölkesselunterteil) eintraten.

Auf Grund der gewonnenen Erfahrungen muß von einem 15 kV-Bahnstrom-Ölschalter verlangt werden, daß er eine höchste Abschalt-Leistung bewältigt, die zwischen 300000 und 400000 kVA liegt. Hierbei soll die Abschaltzeit möglichst klein sein, jedenfalls nicht über drei Perioden betragen. Auch dann, wenn die Durchschlagfestigkeit des Schalteröles durch die Schaltvorgänge bereits erheblich, etwa auf 40 kV/cm gesunken ist, soll der Ölschalter noch eine Leistung von mindestens 200000 kVA abschalten können. Es ist zuzugeben, daß diese Bedingungen für den Schalter sehr schwere sind; wegen der Stromwirkung bei Kurzschlüssen und deren üblen

Folgen auf die Unterwerke und die Streckenausrüstung muß jedoch die Abschaltzeit so gering als möglich sein. In gleicher Weise wie für jeden mechanischen Bauteil auch unter den ungünstigsten Belastungsverhältnissen noch ein gewisser Sicherheitsgrad gegen Bruch vorhanden sein muß, ist auch von den elektrischen Einrichtungen, insbesondere von einem für die elektrische Zugförderung so wichtigen Bestandteil wie die 15 kV-Schalter zu fordern, daß sie den im Eisenbahn-

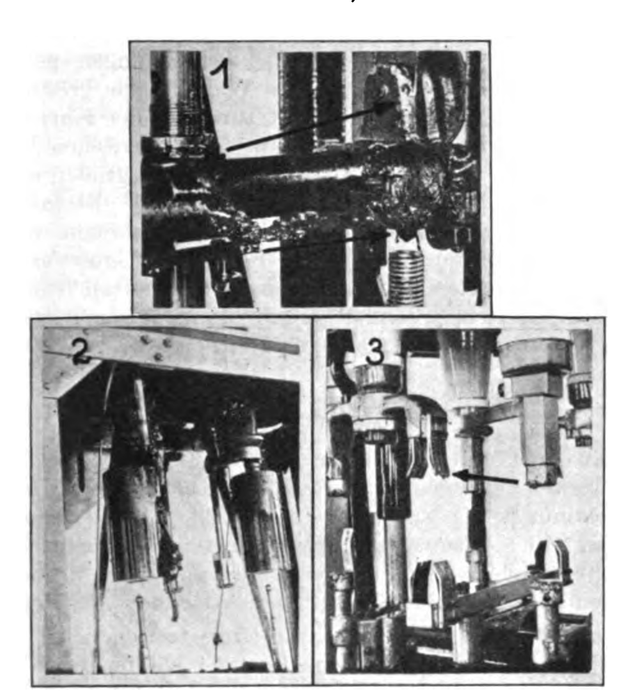



Abb. 18a.

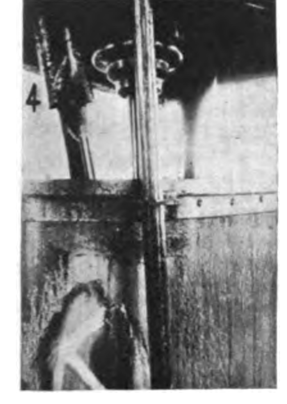






Abb. 18b.
Abb. 18a und b. Schäden an 15 kV-Bahnstrom-Ölschaltern.

betriebe nicht vermeidbaren, durch die Einwirkung von Ruß und Witterung sich unter Umständen häufenden Höchstbeanspruchungen in elektrischer Hinsicht mit mehrfacher Sicherheit gewachsen sind. Bereits bei der derzeitigen Ausnützung der Kraftquellen und der Unterwerke treten Stoßkurzschlußströme auf, die eine recht ansehnliche Höhe erreichen; sie errechnen sich unter Benützung des für 50-periodige Schenkelpolmaschinen mit Dämpferwicklung angewendeten Mittelwertes für die Kurzschlußziffer (1,8) nach der bekannten Formel:

$$J_s = 1{,}8 \times J_n \frac{\sqrt{2}}{\varepsilon\,\%};$$

hiernach ergibt sich, wenn drei Umspanner im Unterwerk Pasing arbeiten, bei zwei im Walchenseewerke im Betrieb befindlichen Stromerzeugern ein Stoßwert von $J_s = 7000\ A_{max}$, bei drei Stromerzeugern im Walchenseewerk ein solcher von $J_s = 9800\ A_{max}$, bei einem im Walchenseewerke und zwei bei der Mittleren Isar im Betrieb befindlichen Stromerzeugern ein Stoßwert von $J_s = 14200\ A_{max}$.

Infolge der häufigen in den ersten Betriebsjahren vorgekommenen Störungen an den 15 kV-Schaltern wurden eingehende Untersuchungen mit verschiedenen Schalter-Bauarten durchgeführt; erst diese Versuche brachten den Bauanstalten, welchen die Leistungen eines $16^2/_3$periodigen Netzes in der erforderlichen Höhe nicht zur Verfügung standen, wertvolle Aufschlüsse über die beim Bau von Bahnstromschaltern anzuwendenden Grundsätze. Die nachfolgende Übersicht 9 zeigt das nach oszilllographischen Aufnahmen ausgewertete Ergebnis einiger ausgeführter Kurzschlußversuche mit Schalterbauarten, die den zu stellenden Anforderungen am nächsten kommen. Die letzteren lassen sich, wie folgt zusammenfassen:

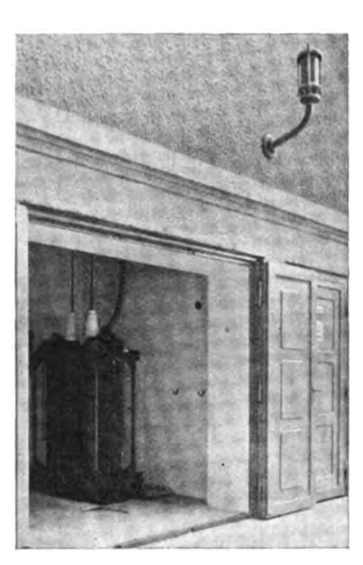


Abb. 19. Bahnstrom-Ölschalter für 15 kV mit hochgezogenem Auspuffrohr und Topf oberhalb der Zelle (Landshut).

Soferne der Schalterkessel in einem Gestell befestigt wird, muß diese Befestigung sehr kräftig durchgeführt werden; auch das Gestell muß auf seiner Unterlage zuverlässig festgemacht sein, damit sich der Schalter bei Kurzschlüssen nicht in seiner Lage verändern kann. Der Kessel soll rasch abgesenkt werden können; Seile haben sich hierfür nicht bewährt. Eckige Querschnittsform des Kessels ist nachteiliger als die Kreisform; sorgfältige Schweißung an der Stoßstelle der Kesselbleche; der Kesselboden soll gewölbt sein mit Abzapfrohr am tiefsten Punkte. Im Innern des Kessels hat sich die Auskleidung mit einem Isoliermantel vom Deckel bis zum Kesselboden als sehr vorteilhaft erwiesen; der Abstand zwischen Kesselwandung und Isoliermantel soll so groß sein, daß die Durchschlagfestigkeit der dazwischen liegenden Ölschicht ein mehrfaches der Betriebsspannung beträgt (15 bis 20 mm). Der Ölinhalt ist reichlich zu bemessen (400—500 Liter); keine geerdeten Teile im Ölraum innerhalb des Isoliermantels; die Unterbrechungsstellen möglichst tief unter dem Ölspiegel anordnen und zwar reichlich weit vom Isoliermantel entfernt; großer Abstand der Schaltkontakte vom Kesselboden, wo sich die Ausscheidungen nach den Kurzschlüssen ansammeln. Die Deckeldurchführungen sind tief ins Öl hinabzuführen, jedoch nicht unmittelbar bis über die Kontakte reichend. Bei Vielfachunterbrechung ist die Entfernung zwischen den einzelnen Unterbrechungsstellen reichlich zu wählen, um ein Überschlagen von Abschaltfeuer zwischen zwei einander zugeordneten Stellen auf benachbarte Kontaktpaare zu verhindern; womöglich Trennwände zwischen solchen Kontakten einbauen. Bei Löschkammern sind die Gasblasen schräg nach oben abzulenken; leicht auswechselbare Schutzringe vor Eintritt des Stiftes in die abgefederten Kontakte erleichtern die Unterhaltung. Isolierstrecken sind besser senkrecht als wagrecht anzuordnen, da im letzten Falle sich leicht Kriechwege bilden. Keine Schutz-(Vorstufen-)Widerstände innerhalb des Schalterkessels. Die Antriebsvorrichtung ist so auszubilden, daß beschleunigte Schalterteile am Ende der Ausschaltbewegung gut abgebremst werden. Ölauswurf bei Kurzschluß soll nicht eintreten; Einbau entsprechend geformter Ölfangbleche unter dem Kesseldeckel vorsehen oder noch besser (mit Kies gefüllte) Auspufftöpfe anordnen, welche die Gase ins Freie entweichen lassen und ein Zurückfließen des ausgeschleuderten Öles in den Kessel ermöglichen; Textabb. 19 zeigt den beim Unterwerk Landshut ausgeführten Einbau solcher Auspufftöpfe oberhalb den 15 kV-Zellen; auch beim Unterwerk Pasing (Textabb. 13) wurden nachträglich solche Töpfe aus Sicherheitsgründen angebracht. Bei den hängenden Ölschaltern (Unterwerk Rosenheim Textabb. 14) fällt das ausgeworfene Öl, soweit es nicht Anfangbleche zurückschleudern, in die offenen Zellen ab und fließt dort, wie aus Textabb. 20 zu entnehmen, am geneigten Boden einer Rohrleitung zu.

Von den anderen in Übersicht 8 verzeichneten Schäden erreichten im ersten Betriebsjahre die unter Ziffer 9 der Zusammenstellung aufgeführten Störungen an den Schalter-

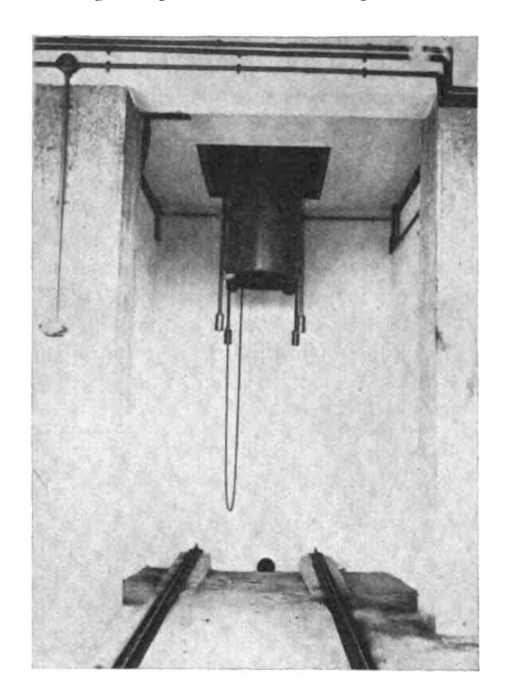


Abb. 20. Hängender 15 kV-Ölschalter in offener Zelle mit Ölabfluß im Unterwerk Rosenheim.

betätigungseinrichtungen eine beachtenswerte Zahl; sie sind im letzten Betriebsjahr erheblich zurückgegangen; die an den Strom- und Spannungswandlern eingetretenen Schäden (Ziffer 7 der Übersicht 8) waren in der Regel eine Folge der Kurzschlüsse und der damit zusammenhängenden Überspannungen oder von Blitzschlägen. Die Explosion eines Dämpfungswiderstandes einer Überspannungsschutzeinrichtung, der zu klein bemessen war, verlief ohne großen Sachschaden.

Von allen in den Unterwerken aufgetretenen Störungen waren jene an den 15 kV-Schaltern die folgenschwersten; Explosionen und Brand des Ölauswurfes zwangen zu durchgreifenden Maßnahmen sowie zur genauen Erforschung der Ursachen. Trotz der verhältnismäßig großen Sicherheit der neuen, auf Grund der gewonnenen Erfahrungen gebauten Schalter ist auch in Zukunft ihrer Wartung die größte Aufmerksamkeit zu widmen; denn mit zunehmender Kurzschlußleistung infolge des Ausbaues des auf den elektrischen Betrieb umgestellten Netzes wird ihre Beanspruchung größer werden. Deshalb sollten in den Schalterzellen andere Bestandteile, wie Stromwandler, Kabel usw. nicht untergebracht werden. Auch der Ausbildung der 15 kV-Seite der Unterwerke als Freiluftanlage sollte in Ansehung der geschilderten Störungen mehr Augenmerk zugewendet werden, wenn auch ein wirtschaftlicher Vorteil hierdurch nicht zu erreichen ist.

### d) Bedienung der Unterwerke.

Für den Dienst bei den vier z. Z. im Betriebe befindlichen Unterwerken einschließlich der Schaltbefehlstelle für das Oberspannungsnetz sind im ganzen 39 Köpfe vorhanden, darunter ein solcher des gehobenen mittleren Dienstes für die genannte Befehlstelle. Von den 39 Köpfen sind 19 Beamte, 20 Arbeiter, unter den letzteren drei nichtfachhandwerkkundige.

Auf 100 km ausgerüstete Gleislänge treffen beim Unterwerk Pasing (ohne Schaltbefehlstelle) 2,1 Köpfe, beim Unterwerk Murnau 3,0, beim Unterwerk Landshut 4,2, beim Unterwerk Rosenheim 1,5 Köpfe (letztere bezogen auch auf den Bezirk des künftigen Unterwerkes Traunstein).

Übersicht 9: Kurzschlußversuche.

| O. Z. | Meßergebnis | Einheit | A Schalter mit Sechsfach-Unterbrechung I | A II | B Schalter mit 2 Löschkammern I | B II | C Schnellschalter[1]) Zweifach-Unterbrechung mit magnetischem Gebläse I | C ohne magnetischem Gebläse II |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Scheitelwert des Stoßkurzschlußstromes | $A_{max}$ | 2250 | 2250 | 7300 | 6700 | 7900 | 9300 |
| 2 | Effektivwert des unterbrochenen Stromes | $A_{eff}$ | 1500 | 1550 | 2900 | 3100 | 5600 | 6600 |
| 3 | Schalterspannung | kV | 15,3 | 15,3 | 15,9 | 16,1 | 15,5 | 14,6 |
| 4 | Ausschaltleistung (W) | MVA | 23 | 24 | 46 | 50 | 87 | 96 |
| 5 | Verzögerung (Einstellung des Auslösers) | sec | 0 | 0 | 1,5 | 1,5 | 0 | 0 |
| 6 | Gesamte Kurzschlußdauer (Auslösezeit + Eigenzeit + Kurzschlußzeit) | sec | 0,54 | 0,51 | 0,75 | 1,3 | 0,027 | 0,066 |
| 7 | Lichtbogendauer ($t_L$) | $10^{-2}$sec | 6,0 | 9,7 | 5,5 | 6,0 | 2,35 | 5,0 |
| 8 | Relativer Weg[2]) | % | 32 | 48 | 64 | 65 | 22 | 82 |
| 9 | Abschaltarbeit (A) | kWsec | 58 | 138 | 77 | 44 | 94 | 106 |
| 10 | Gasmenge | Liter | 8,8 | 8,8 | 7,4 | 5,9 | — | — |
| 11 | Gasmenge je 1000 kWsec | Liter/$1000_{kWsec}$ | 45 | 45 | 96 | 80 | — | — |
| 12 | Bauersche Zahl[3]) ($a$) | % | 4,2 | 5,9 | 3,2 | 2,5 | 4,6 | 2,2 |
| 13 | Mittlere Traversen-Geschwindigkeit | m/sec | 0,8 | 0,8 | 2,3 | 2,2 | 2,0 | 3,0 |

[1]) Neu entwickelte Versuchsausführung (SSW 1927).

[2]) Das Verhältnis der Lichtbogen-Abreißlänge zur Entfernung zwischen Unterkante des festen Schaltstückes und dem in Ausschaltstellung befindlichen Traversenkontakt („freier Weg").

[3]) Der Festwert ergibt sich aus $A_{kWsec} = a \cdot W_{MVA} \cdot t_{Lsec} \cdot 10^{-3}$.

## IV. Speise- und Fahrleitungen.

### 1. Speiseleitungen.

Die Verbindungsleitungen zwischen den Sammelschienen der Unterwerke und den Fahrleitungen sind im allgemeinen von kurzer Länge. Sie wurden entweder verkabelt oder als Freileitungen verlegt. Die Isolation der Kabel wurde für 35 kV Betriebsspannung bemessen; ihre elektrische Sicherheit ist daher sehr groß; außer einigen Schäden an den Endverschlüssen, die wohl auf Fehler beim Einbau zurückzuführen sind, kamen Störungen nicht vor; als vorteilhaft erwies es sich, die Kabel über Hörnerschalter an die Fahrleitung anzuschließen, um sie im Bedarfsfalle rasch und ohne den Eisenbahnbetrieb zu behindern außer Spannung setzen zu können. Die als Freileitungen verlegten Speiseleitungen erwiesen sich, soweit sie an Hängeisolatoren befestigt sind, als durchaus betriebssicher, weniger die auf Stützen verlegten Leitungen. In größerem Ausmaße sind solche Freileitungen nur bei der Garmischer Liniengruppe vorhanden wegen der bei eingleisigen Strecken (Tutzing—Garmisch, Tutzing—Kochel)

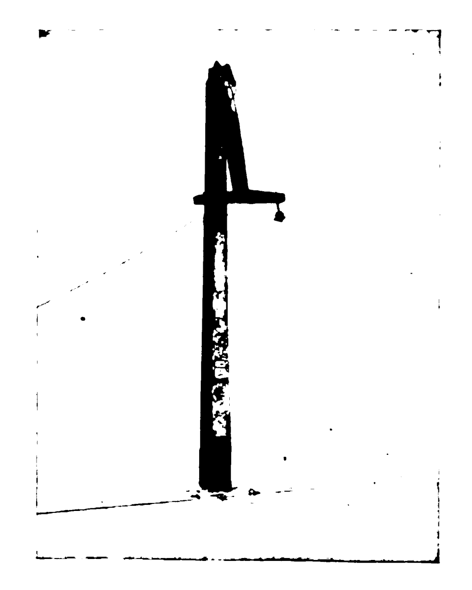


Abb. 21. Umbruch der 15 kV-Speiseleitung Murnau-Penzberg (Betonmaste).

notwendigen besonderen Speiseschaltung; ihre Länge beträgt rund 98 km, hiervon 82 km oder 85 v. H. auf dem Fahrleitungsgestänge verlegt, der Rest von 16 km (Leitung Murnau—Penzberg zur Speisung des Abschnittes Tutzing—Kochel) abseits der Bahnlinie. Die letztgenannte Leitung war ursprünglich als Doppelleitung auf Stützisolatoren verlegt, wobei die eine Leitung an Erde gelegt war und im Bedarfsfalle als Speiseleitung benützt werden sollte. Diese Schaltung erwies sich im Zusammenhang mit der ursprünglich verwendeten Isolatorenbauart (Stützglocken) als unhaltbar. Trotz der besonders groß gewählten Länge der Stützbolzen kamen wiederholt Kurzschlüsse durch Vögel (Krähen) vor, die bei der verhältnismäßig schlechten Erdung der angewendeten Betonmaste ein Abschmelzen des Leiters bewirkten. Nachdem zweimal je ein Abspannfeld in der aus Textabb. 21 ersichtlichen Weise zusammengebrochen war, wurden statt der Stützer Hängeisolatoren auf der einen Leitung eingebaut, die zweite Leitung dauernd an Erde gelegt und die Befestigungsteile der ersteren mit dieser verbunden; die Störungen waren damit beseitigt.

### 2. Fahrleitungen.

#### a) Bauform.

Der Aufbau der elektrischen Streckenausrüstung hat seit Beginn der Bauarbeiten (1921) nicht unerhebliche Wandlungen erfahren. Bei den ersten nach dem Kriege auf den elektrischen Betrieb umgestellten Linien (Garmischer Gruppe, München—Landshut) lehnte sich die Ausführung im allgemeinen an die alten Bauformen an, die auf den schon früher für elektrischen Betrieb eingerichteten Strecken benützt wurden. In Übereinstimmung mit den von der Reichsbahn erlassenen grundsätzlichen Vorschriften wurden jedoch bereits seit 1921 die Fahrleitungen an einem festgelagerten Tragseil aufgehängt und mit einem Zuge von 10 kg/mm² selbsttätig nachgespannt (Einheitsfahrleitung*), wobei der Abstand der Nachspannfelder nicht größer als 1500 m gewählt worden ist. Der Fahrdraht wurde in Abständen von 12,5 m am Tragseil aufgehängt und so verlegt, daß seine Unterkante im nicht angehobenen Zustande und unter den ungünstigsten Witterungsverhältnissen nicht unter 6,0 und nicht über 6,5 m über Schienenoberkante liegt, außer unter Überbauten, bei welchen besondere Maßnahmen erforderlich sind. Die Abstände der Tragvorrichtungen wurden bei den zuerst umgestellten Linien auf gerader Strecke noch zwischen 80 und 90 m gewählt; obwohl mit dieser Mastteilung sich größere Anstände (Bügelentgleisungen) nicht ergaben, wurde in Ansehung der anderwärts gemachten Erfahrungen und der aus diesem Grunde durchgeführten genauen Untersuchungen**) über den Einfluß des Winddruckes auf Kettenfahrleitungen mit selbsttätig nachgespannten Fahrdraht in der Folge mit der Mastteilung auf einen Höchstwert von 75 m bei gerader Strecke zurückgegangen. Letzteres war um so mehr geboten, als mit der Herstellung durchschlagsicherer Isolatoren an Stelle von auf Böcken oder Stützen festgemachten Glocken zu Isolatoren hängender Bauform übergegangen werden konnte; letztere ermöglichen aber im gewissen Grad ein Ausschwingen der Kette im Stützpunkt infolge des Winddruckes, erfordern also kleinere Mastteilung. Auch die ursprünglich zu $\pm$ 0,6 m ausgeführte Seitenverschiebung des Fahrdrahtes zur Gleisachse infolge des Zickzacks konnte bei der festgelegten Breite des Stromabnehmerbügels (2100 mm bei 1300 mm Schleifstückbreite) der Triebfahrzeuge nicht aufrecht erhalten werden; die starken Seitenschwankungen der letzteren und das Seitenspiel der Abnehmerbügel infolge ihrer Abfederung sowie infolge ungenauer Gleislage und dergl. zwangen dazu, den Zickzack auf $\pm$ 0,5 m zurückzunehmen; eine Verringerung der Seitenverschiebung ermöglicht nun eine geringere Vergrößerung des Mastabstandes (etwa 4 v. H.), wodurch der Nachteil des Einbaues von hängenden Isolatoren und des hierdurch bedingten Ausschwingens der Kette bei Windbelastung senkrecht zur Gleisachse wieder ausgeglichen ist. Die Windsteifigkeit der Ketten wurde übrigens noch erhöht durch den Übergang von der lotrechten zur halbwindschiefen Fahrdrahtaufhängung, in welcher alle seit 1924 gebauten Fahrleitungen ausgelegt sind. Während nämlich vor diesem Zeitpunkt das Tragseil am Ausleger des Stützpunktes so aufgehängt wurde, daß Fahrdraht und Tragseil an dieser Stelle senkrecht untereinander lagen, das Tragseil also den Zickzack des Fahrdrahtes mitmachte, führten die angestellten Untersuchungen über den Windabtrieb der Fahrleitungen zur Erkenntnis, daß es vorteilhaft ist, das Tragseil so auszulegen, daß es die Seitenverschiebung des Fahrdrahtes nicht mitmacht, sondern in der Gleisachse durchläuft. Durch diese halbwindschiefe Aufhängung wird eine Verspannung des Kettenwerkes erzielt, welche dem Windabtrieb entgegenwirkt. Auf einer Strecke von geringer Länge wurde auch ein Versuch mit einer ganz windschiefen Aufhängung gemacht, bei der das Tragseil gegenläufig zum Fahrdraht im Zickzack verlegt ist. Die Windsteifigkeit einer solchen Kette ist noch größer als jene einer halbwindschief ausgelegten; gewisse Befürchtungen hinsichtlich der Unter-

*) Elektrische Bahnen 1926, Heft 2, S. 50 bis 57.

**) Organ 1924, Heft 9/10, S. 197 bis 205.

haltung der ersteren Bauart sowie hinsichtlich der ungleichmäßigen Abnützung der Bügelschleifstücke waren jedoch die Veranlassung, sich mit der halbwindschiefen Verspannung nach Textabb. 22 zu begnügen, nach welcher die Fahrleitungen des überwiegenden Teiles der umgestellten Linien gebaut sind.

Das äußere Ansehen solcher Streckenausrüstungen wurde wesentlich und zwar im günstigen Sinne beeinflußt durch den Einbau von hängenden Isolatoren. Bei den zuerst in die neue Betriebsform übergeführten Linien wurden noch die schon vor dem Kriege benützten Einfach- und Doppelglocken (Diabolo) verwendet, die auf einer wagrechten Achse mit Hilfe von stehenden Böcken an wagrechten Auslegern, auf Bahnhöfen in Tempergußrahmen oder in einer Seilverspannung mit Spreizen angebracht wurden. Jeder Stützpunkt erfordert bei dieser Anordnung sechs Isolatoren, nämlich vier Einfach- und zwei Doppelglocken; das Porzellangewicht je Stützpunkt betrug hierbei 29 kg. Da jeder Isolator eine Störungsquelle bedeutet, ist eine Verringerung der Zahl der in die Fahrleitung eingebauten Isolatoren zugleich eine Erhöhung der Betriebssicherheit. Der erste Versuch, die Zahl der Isolatoren durch Verwendung von Hängeisolatoren zu vermindern, wurde auf den Linien Weilheim—Peißenberg und Pasing—Herrsching gemacht; bei ersterer wurden Doppel-Doppelkopf-Isolatoren, bei letzterer zweigliedrige Ketten von V-Isolatoren eingebaut. Damit war die Zahl der Isolatoren je Stützpunkt zwar auf vier gesunken, die doppelte Isolation und die Beanspruchung des Porzellans auf Druck jedoch noch beibehalten. Als die Herstellung von Stabisolatoren aus Steatit und der hierdurch eingeleitete Wettbewerb auch die Porzellanfabriken bestimmte, durchschlagsichere Knüppel aus besonders fester Masse auf den Markt zu bringen, konnte der Schritt, einfache Isolation im Fahrleitungsbau anzuwenden, gewagt werden.

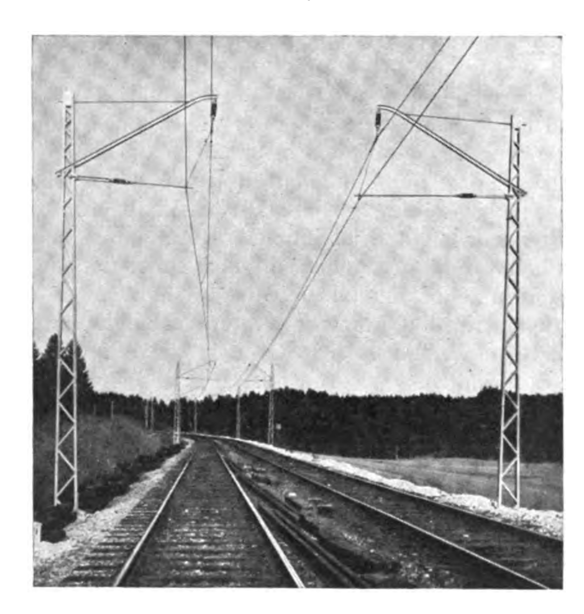


Abb. 22. Halbwindschiefe Kettenaufhängung mit Schrägausleger und Knüppelisolatoren.

Nachdem Probeausführungen in einigen Bahnhöfen keine Anstände ergaben, wurde bei der elektrischen Ausrüstung der 99 km langen Doppelbahn München—Kufstein der erste Großversuch mit Knüppelisolatoren für die Befestigung des Tragseiles und des Seitenhalters durchgeführt. Beim letzteren gelang es durch Zwischenschaltung eines U-Eisens den Abstand spannungführender Teile vom Mast erheblich zu vergrößern. Die verwendeten Knüppel von 60 mm Strunk- und 100 mm Rillendurchmesser wurden mit 4800 kg vorgeprüft; ihre durchschnittliche Zugfestigkeit liegt zwischen 6000 und 8000 kg bei Porzellan, noch höher bei Steatit. Die auf genannter Strecke eingebauten Stäbe sind mit sechs gewöhnlichen Rillen versehen. Schon im Prüffeld wurde erkannt, daß ihre elektrische Sicherheit gegen Überschlag in wagrechter Lage nicht unwesentlich günstiger ist als bei lotrechter Aufhängung des Stabes. Diese Tatsache wurde namentlich dort durch die Erfahrung bestätigt, wo gemischte Betriebsweise eine starke Verrußung der Knüppel bewirkt. Deshalb wurde beim Bau der Streckenausrüstung München—Nannhofen und Rosenheim—Freilassing dazu übergegangen, unter Vergrößerung des Rillendurchmessers auf 120 mm die Rillen in der aus Textabb. 23 ersichtlichen Weise schirmartig und mit Tropfkanten auszubilden. Da die Häufung der Rillen keine wesentlichen Vorteile bietet, wurde deren Zahl auf vier herabgesetzt, was sich als ausreichend erwies. Das Porzellangewicht je Stützpunkt (im ganzen zwei Knüppel) ist bei dieser einfachen Isolation auf 6,8 kg herabgedrückt, beträgt also weniger als $1/4$ des Porzellangewichts der früher verwendeten doppelten Isolation mit Einfach- und Doppelglocken. Auch das Gewicht der Befestigungsteile ist erheblich kleiner als bei der alten Bauform. Um eine Vergrößerung der Mastlänge infolge der Hängeisolation gegenüber jener bei Anwendung von Stützern zu vermeiden, wurden die Knüppel an Schrägauslegern angebracht (Textabb. 22) und außerdem — abgesehen in Bahnhöfen — die sogenannte „Systemhöhe", das ist der Abstand zwischen Tragseil und Fahrdraht am Stützpunkt, bis auf 1,3 m verringert gegenüber 1,7 bis 1,9 m bei den zuerst umgestellten Linien. Hierdurch war es möglich sowohl auf geraden Strecken als auch in Krümmungen mit einer Masthöhe von 8,2 m über Schienenoberkante auszukommen.

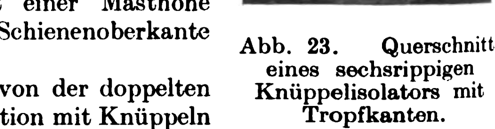


Abb. 23. Querschnitt eines sechsrippigen Knüppelisolators mit Tropfkanten.

Der Übergang von der doppelten zur einfachen Isolation mit Knüppeln in der aus Textabb. 22 ersichtlichen Weise bedeutet daher nicht bloß eine Vergrößerung der Betriebssicherheit und eine Vereinfachung der Bauform wegen der verringerten Zahl der Isolatoren je Kilometer Streckenlänge, sondern auch einen großen wirtschaftlichen Gewinn. Dazu kommt, daß der mit Kappe und Öse versehene Knüppelisolator überall verwendet werden kann; selbst in Streckentrennern ist er, wenn diese entsprechend ausgebildet werden, leicht einzubauen, wenn auch zuzugeben ist, daß bei Bruch dieses Isolators in Streckentrennern die Folgen weit übler sind als beim Versagen von Streckentrennern mit einem Isolatorkörper, der auf Druck beansprucht wird.

In Bahnhöfen wurde das Kettenwerk grundsätzlich in Querseilaufhängungen eingebaut. Die Erfahrungen mit letzteren sind durchaus günstig. Es hat sich gezeigt, daß es vorteilhaft ist, Zwischenmaste, sogenannte Pendelstützen, zu vermeiden und die Maste möglichst weit von den Gleisen an den Bahnhofseiten abzurücken. In großen Bahnhöfen wurde die Querseilaufhängung bis über 16 Gleise ausgedehnt; die Maste wurden dabei bis zu 20 m hoch. Die Auswahl der Maststandorte muß sehr gewissenhaft geprüft werden; denn die in Bahnhöfen vorkommenden Entgleisungen bilden eine nicht geringe Gefahr für die Streckenausrüstung; insbesondere ist, wo nur irgend möglich, die Nähe von Prellböcken für die Aufstellung der Maste zu vermeiden. Textabb. 24 veranschaulicht die Folgen des Überrennens eines Prellbockes durch eine Verschubabteilung auf die Fahrleitungsanlage.

Bis vor kurzem wurden Trag- und Richtseile der Querseilaufhängungen geerdet eingebaut; dies hat den Vorteil, daß die Länge der spannungsführenden Leitungen möglichst gering ist und Verschiebungen des Kettenwerkes bei Änderung der Spuranlagen senkrecht zu diesen leicht durchzuführen sind. Bei geerdeten Richtseilen müssen jedoch zum Befestigen der Seitenhalter besondere Rohrstützen eingebaut werden, wie aus Textabb. 25 ersichtlich ist. Diese können entfallen, wenn das untere Richtseil unter Spannung gehalten wird; diese Anordnung wurde auf dem Abschnitt Rosenheim—Freilassing erstmals in allen Bahnhöfen ausgeführt. Die äußere Form der Querseilaufhängung wird, wie Textabb. 26 zeigt, noch durchsichtiger als bei geerdeten Richtseilen. Die Seitenhalter werden in einfacher Weise an das untere Richtseil angeklemmt. In letzteres müssen entsprechend der Zahl der Schaltgruppen Isolatoren eingebaut werden; das Richtseil muß also öfters aufgeschnitten werden. Eine Verschiebung des Seitenhalters bei Änderungen der Spur ist nur beschränkt möglich, wenn nicht die Isolatoren im Richtseil ausgebaut werden. In Bahnhöfen mit starken Gleiskrümmungen genügt es nicht, das untere Richtseil allein unter Spannung zu nehmen, sondern auch das obere ist unter Spannung zu setzen, um unzulässige Schräglagen der Tragseilisolatoren zu vermeiden; hierdurch ist es nötig, auch das obere Richtseil aufzuschneiden und Isolatoren wie im unteren einzusetzen.

Von den übrigen Teilen der Streckenausrüstung ist zu berichten, daß die ursprünglich allgemein angewendete Gewichtsnachspannung mit Ketten bei späteren Ausführungen verlassen wurde, weil sie bei Vereisung der Ketten und Rollen im Winter nicht mehr einwandfrei arbeitete. Zunächst (München—Rosenheim) wurden anstatt der Ketten seemäßig verzinkte Seile angewendet, die über Rollen geführt sind. Um beim Reißen des Fahrdrahtes oder Bruch des Isolators ein Abfallen der Gewichte und damit ein Verziehen des Kettenwerkes zu vermeiden, wurden in diese Nachspanner Fangvorrichtungen in der aus Textabb. 27 ersichtlichen Weise eingebaut; die beiderseits vorgezogenen Enden der Rollenachse fallen in eine Doppelzahnstange ein. Noch vorteilhafter sind die von Dipl.-Ing. Hannes angegebenen Winkel-Hebel-Nachspanner nach Textabb. 28, die auf den Abschnitten Pasing—Nannhofen und Rosenheim—Freilassing eingebaut wurden und sich bisher in jeder Hinsicht bewährten; bei dieser entfallen Rollen und Seile ganz; der mit zwei Zahnsegmenten ausgerüstete Winkelhebel ist in einer Konsole gelagert, die sich in der Richtung des Fahrdrahtzuges einstellen kann und zugleich in dieser Richtung eine geringe Verschiebbarkeit besitzt; letztere bewirkt beim Eintreten der Entlastung, daß die Konsole um etwa 5 bis 8 mm verschoben wird, wodurch ein Klinkenträger in die Zahnsegmente eingreifen kann.

Der Einbau von Fahrleitungen unter Überbauten zwang nicht nur in vielen Fällen zu besonderen Maßnahmen, um die in den Vorschriften*) geforderte Höhe des Fahrdrahtes über Schienenoberkante zu erreichen, sondern führte auch im Betriebe zu manchen Schwierigkeiten, namentlich in jenen Gleisabschnitten, die zugleich von Dampflokomotiven benützt werden. Möglichst große Lichthöhen unter Überbauten sind besonders bei Güterbahnen — soweit wirtschaftlich tragbar — anzustreben. Der früher häufig angewendete Einbau von Gleitschienen zur Begrenzung des Anhubes des Fahrdrahtes unter Überbauten durch die Stromabnehmer kann in Fällen, in denen die Breite des Überbaues nicht größer als 16 m ist, entfallen, wenn Federringe

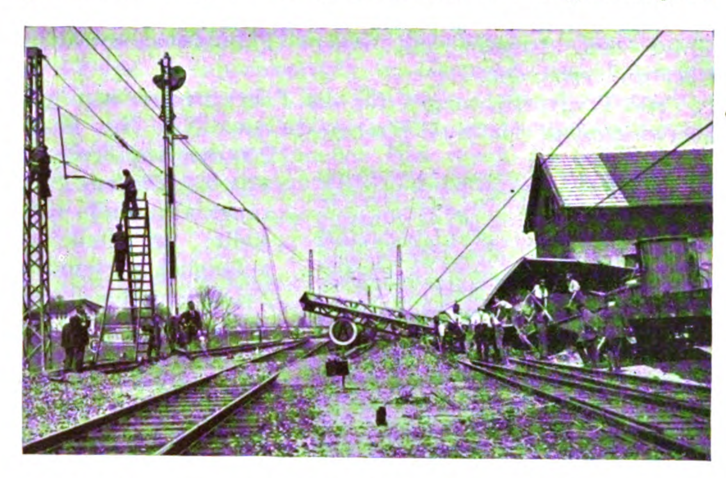


Abb. 24. Sperrung der Doppelbahn durch einen beim Verschubdienst umgefahrenen Fahrleitungsmast.

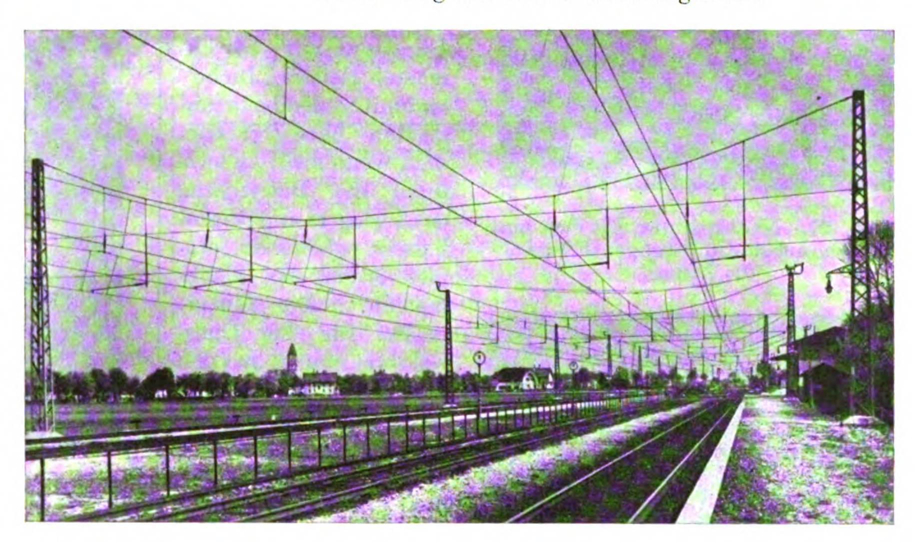


Abb. 25. Querseilaufhängung mit geerdeten Richtseilen und Stabisolatoren.



Abb. 26. Querseilaufhängung mit unter Spannung stehendem Richtseil und Stabisolatoren.

*) Organ 1923, S. 95.

aus nicht rostendem Stahl in der aus Textabb. 29 ersichtlichen Weise beiderseits des Überbaues zwischen Fahrdraht und Tragseil eingesetzt werden. Letzteres wird dann nicht auf jeder Seite abgespannt, sondern die beiden Enden werden hinter dem Isolator mit einem Flacheisen unter dem Überbau verbunden.

Als Tragvorrichtungen für die Fahrleitungen wurden in überwiegendem Maße U-Eisenmaste aus NP Nr. 12 mit 200 mm Kopfbreite und 470 bis 570 mm Spreizung am Fuß aufgestellt; an Stelle der anfänglich verwendeten Flacheisenschnecke zwischen den Schenkeln der U-Eisenstiele wurden später Schrägen aus ┌-Eisen an der Schenkelinnenseite angenietet; das Widerstandsmoment wird hierdurch vergrößert. Versuche auf kleinen Abschnitten mit Streckmasten Bauart „Jucho“ und mit Schleuderbetonmasten haben befriedigt, wenn auch an letzteren die Befestigung des Auslegers und Seitenhalters nicht so einfach ist als bei Flachmasten. Die Gittermaste für die Querseilaufhängung in den Bahnhöfen wurden fast durchweg als Aufsetzmaste ausgebildet; in neuerer Zeit wurde der Fuß dieser Maste nach der der Bauanstalt Mitterer (Regensburg) geschützten Bauart ausgeführt, bei welcher zwei aus einem Grey-Träger herausgeschnittenen Teile unter Verwendung von Knotenblechen mit den Stielen verbunden werden. Der Vorzug der Aufsetzmaste trat besonders dort in Erscheinung, wo infolge von Bahnhofumbauten oder Unfällen ein rascher Ersatz der Maste sich als notwendig erwies.

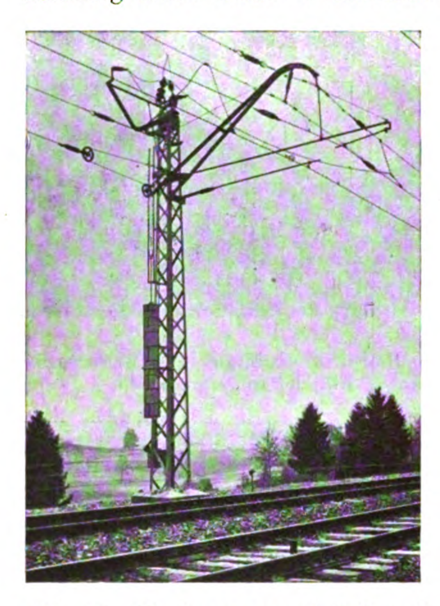


Abb. 27. Nachspanner mit Seil und Rollen nebst Zahnstangen-Fangvorrichtung.

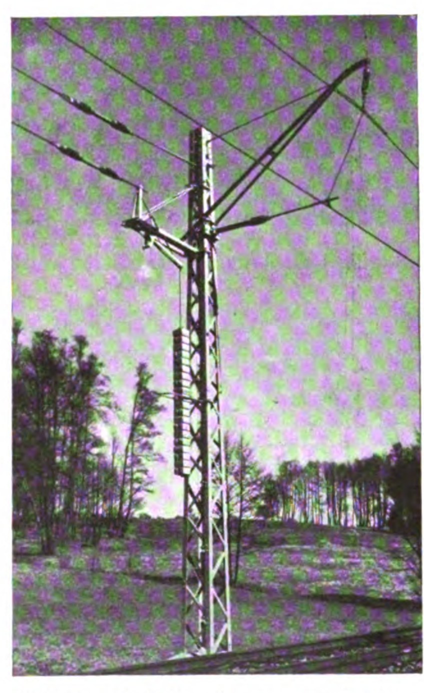


Abb. 28. Hebelnachspanner mit Fahrdraht Bruchsperre Bauart Hannes.

b) Speiseschaltung*)

Alle zwischen zwei Unterwerken liegenden Fahrleitungsabschnitte sind zweiseitig gespeist; dies ist durch Anordnung selbsttätiger Kupplungsschalter an den Unterwerkgrenzen erreicht; an diesen Stellen sind in die Fahrleitungen kurze Abschnitte eingefügt, die als Schutzstrecken ausgebildet sind. Letzteres ist nötig, weil nicht eine einzige Kraftquelle vorhanden ist, sondern mehrere Werke gleichzeitig auf das Oberspannungsnetz arbeiten; bei Störungen in der Fernübertragung kann daher der Fall eintreten, daß die Kraftwerke nicht mehr synchron arbeiten, die 15 kV-Seiten der einzelnen Unterwerke infolgedessen auch nicht mehr synchron sind. Dies könnte zu großen Spannungserhöhungen und auch zu Kurzschlüssen führen; die selbsttätigen Kupplungsschalter an den Schutzstrecken sind daher so ausgebildet, daß sie in der Regelstellung („ein“) nicht bloß die Fahrleitungen beider Unterwerke verbinden und die Schutzstrecke unter Spannung halten, sondern die Unterwerkbezirke auch selbsttätig trennen, wenn die Kraftwerke nicht mehr synchron arbeiten oder eine Störung auf einem Fahrleitungsabschnitt eintritt. Die Änderung des Schaltzustandes wird dem Führer der Triebfahrzeuge durch besondere Signale angekündigt; die Zeichen der letzteren sind vor kurzem durch internationale Vereinbarung*) vereinheitlicht worden. Bei aufgetrennter Speiseschaltung hat der Führer den Ölschalter des Triebfahrzeuges auszulegen. Beim Regelbetrieb hängen die Sammelschienen aller Unterwerke (Pasing, Landshut, Murnau, Rosenheim) über die Fahrleitungen und selbsttätigen Kupplungsschalter zusammen. Sinkt daher in einem Unterwerke infolge hoher Belastung die Sammelschienenspannung, so unterstützt das benachbarte Unterwerk das erstere durch Arbeitsabgabe über die Fahrleitungen; damit wird nicht nur eine nicht unwesentliche Verbesserung der Spannungsverhältnisse in der Fahrleitung erzielt, sondern auch die Notwendigkeit einer Erhöhung der in den Unterwerken eingebauten Transformatorenleistung bei zunehmendem Verkehre zeitlich hinausgeschoben. Der Einbau der Kupplungsschalter ist wegen der hohen an diese gestellten Anforderungen zwar ziemlich verwickelt, doch konnten die anfänglich aufgetretenen Mängel, die hauptsächlich in der Einstellung des Relais begründet waren, bald gemeistert werden; sie arbeiten jetzt einwandfrei; die sofortige Aufteilung der zwischen zwei Unterwerken gelegenen Abschnitte ermöglicht eine rasche Eingrenzung der Störungsstellen.



Abb. 29. Federnder Stahlring als Fahrdraht-Hubbegrenzer unter Überbauten.

Bei Doppelbahnen ist jede Fahrrichtung gesondert gespeist; eine Ausnahme hiervon bildet nur der vorübergehend einseitig gespeiste Abschnitt Pasing—Nannhofen und der Abschnitt Traunstein—Freilassing; beim ersteren ist in Station Maisach, beim letzteren in Station Freilassing ein selbsttätiger Kupplungsschalter zwischen beide Fahrrichtungen eingebaut; auch diese Speiseschaltung hat sich bewährt.

*) Elektrische Bahnen 1927, Heft 1, S. 6 bis 31.

*) Elektrische Bahnen 1928, Heft 7, S. 196 bis 199.

so daß ins Auge gefaßt ist, sie gleichzeitig neben der erstgenannten zu verwenden, denn hierdurch werden nicht nur die Spannungsverhältnisse auf der Fahrleitung erheblich verbessert, sondern auch die Arbeitsverluste geringer, weil für den Regelzustand der doppelte Querschnitt verfügbar ist. Sind diese Verluste auf den zweiseitig gespeisten Abschnitten mit nur etwa 4 v. H. im Jahresdurchschnitt anzusetzen, so können bei einem Jahresarbeitsverbrauch von rund $70 . 10^6$ kWh auf diesen Strecken etwa rund $1{,}5 . 10^6$ kWh/Jahr an Verlusten gespart werden.

c) Streckenschaltung.

Die beiderseits der Stationen — ausnahmlich jener ohne Überholungsgleis — in die Fahrleitungen eingebauten Streckenschalter (Freiluft-Hörnerschalter), welche zum Eingrenzen von Fahrleitungsstörungen nötig sind, wurden auf einzelnen Linien anfänglich versuchsweise in Abhängigkeit gesetzt mit der Stellung der Einfahrsignale; dies konnte bei Bahnhöfen, die mit mechanischen Stellwerken ausgestattet sind, in einfacher Weise durchgeführt werden, wenn die Betätigung der Schalter von den Stellwerken aus mit den gleichen Hebelvorrichtungen und Drahtzügen wie jene der Signale und Weichen durchgeführt wurde. Die Einfahrsignale können bei dieser Anordnung und bei abgeschalteter Fahrleitung der Bahnhöfe nur auf Fahrt gezogen werden, wenn vorher die Abhängigkeit zwischen Schalter und Signal beseitigt ist. Die Erfahrung lehrte, daß im allgemeinen die Ausführung einer solchen Abhängigkeit nicht erforderlich ist. Sie wurde auf den in den letzten Jahren neu umgestellten Linien nicht mehr angewendet. An Stelle von mechanisch mit Drahtzügen bedienten Streckenschaltern, die bei Vereisung der Züge nicht selten versagen, wurde elektrische Fernbedienung in erhöhtem Maße angewendet, so z. B. auf allen Stationen des Abschnittes Rosenheim—Freilassing; diese Fernbedienung ist nicht bloß billiger in der Anlage, sondern auch einfacher und rascher zu bedienen als die mechanische.

Die Schaltung der Fahrleitungsnetze ganz großer Bahnhöfe hat sich in allen Fällen nach den Betriebsverhältnissen zu richten, insbesondere ist die Bahnhoffahrordnung für die Einteilung der Gruppen maßgebend. Gleisgruppen mit ausschließlichem Güterverkehr von jenen mit Personenverkehr abzutrennen, hat sich bewährt; doch darf mit der Unterteilung in Fahrleitungsgruppen auch nicht zu weit gegangen werden, weil die Schaltung sonst zu unübersichtlich wird und die Unterhaltungsarbeiten erschwert.

Der Einbau eines besonderen doppelseitig gespeisten Schaltpostens für die umfangreichen Fahrleitungen in München Hbf. mit fünf Haupt-Ölschaltern und zahlreichen Gruppen-Trennschaltern, die alle elektrisch fernbedient werden, führte bisher betrieblich zu keinen Schwierigkeiten.

d) Fahrleitungsschaltung in Schuppen.

Die Schaltung wurde gegenüber der vor dem Kriege oder während desselben angewendeten Regel grundsätzlich geändert. Bei dieser war die Grundstellung der Schalter für die in die Schuppenstände eingeführten Fahrleitungsabschnitte „Aus"; nur bei Einfahrt und Ausfahrt der Triebfahrzeuge wurden diese Abschnitte kurzzeitig unter Spannung gesetzt, wobei Hör- und Sichtsignale zur Warnung der Mannschaft in Tätigkeit gesetzt wurden und auf die Dauer der Einschaltung in Tätigkeit blieben. Bei den großen neu erstellten Schuppenanlagen in München Hbf. und Ostbf. sind die in die Schuppen eingeführten Fahrleitungen dauernd unter Spannung; auf Hör- und Sichtsignale ist verzichtet. An jeder Einfahrt zum Schuppen ist ein Schalter angeordnet, dessen Grundstellung „ein" ist; er darf nur in Notfällen ausgeschaltet werden und liegt unter Bleiverschluß. Arbeiten dürfen auf dem Dache der Triebfahrzeuge nicht ausgeführt werden; das Besteigen der Dächer ist vielmehr an bespannten Schuppengleisen wie bei der übrigen Streckenausrüstung verboten. Zu Instandsetzungsarbeiten auf dem Dache sind die Triebfahrzeuge auf Stände zu bringen, die nicht mit Fahrdraht versehen sind. Bei dieser Schaltung, auf welche auch die älteren Schuppenanlagen in Garmisch und Freilassing umgebaut werden, tritt kein Zeitverlust ein; der Betrieb ist flüssig wie bei Dampflokomotivschuppen, namentlich wenn, wie im Schuppen zu München Hbf., auch die Schiebebühne mit Fahrleitung bespannt wird und damit das Schleppen mit Spill usw. entfallen kann.

e) Störungen.

Auf 1 km am Ende des Jahres mit Fahrleitung versehene Gleislänge traten an Störungen in Fahr- und 15 kV-Speiseleitungen ein:

1925: 0,20
1926: 0,38
1927: 0,30

Hierbei sind alle Störungen erfaßt, gleichgültig, ob sie sich auf den Zugbetrieb auswirkten oder nicht; auch sind alle Ölschalterauslösungen in den Unterwerken, deren Ursache nicht ermittelt werden konnte, als durch die Fahrleitung bewirkt, angenommen. Über die Ursachen der Störungen gibt nachstehende Übersicht 10 näheren Aufschluß.

Übersicht 10.

| | Fahrleitungsstörungen hervorgerufen durch | 1925 % | 1926 % | 1927 % | 1925—1927 % |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Einfahren von elektrisch. Triebfahrzeugen in geerdete Fahrleitungen oder nicht ausgerüstete Gleise | 2,3 | 0,7 | 1,5 | 1,3 |
| 2 | Überschläge von d. Fahrleitung auf zu hoch beladene Wagen | — | 0,3 | — | 0,1 |
| 3 | Entgleisung der Stromabnehmer infolge Verlagerung der Fahrleitung zur Gleisachse | 4,6 | 6,7 | 8,6 | 7,4 |
| 4 | Überschlag hervorgerufen durch Dampflokomotiven, Ruß, Nebel, Rauhreif | 17,1 | 15,7 | 24,6 | 20,3 |
| 5 | Kurzschluß durch Vögel (Krähen) | 28,4 | 30,1 | 10,4 | 20,1 |
| 6 | Kurzschluß infolge Blitzschlags | 12,5 | 4,3 | 5,4 | 5,8 |
| 7 | auf die Fahrleitung gefallene Bäume, Äste und Ähnliches | 3,4 | 1,0 | 0,3 | 0,9 |
| 8 | Steinwürfe, Schüsse und dergl. (Böswilligkeit) | 2,3 | 1,3 | 1,8 | 1,7 |
| 9 | schadhafte Klemmen | 5,7 | 9,4 | 1,5 | 5,0 |
| 10 | schadhafte Isolatoren | 1,1 | 13,7 | 10,4 | 10,6 |
| 11 | Reißen von Fahrdraht, Tragseil, Hängedrähten und Ähnliches | 7,9 | 9,4 | 9,3 | 9,2 |
| 12 | ungeklärte Ursachen mit kurzzeitig. Ölschalterauslösungen | 14,7 | 7,4 | 26,2 | 17,6 |
| | Zusammen | 100 | 100 | 100 | 100 |

Die Zusammenstellung zeigt, daß ein ganz erheblicher Teil der Störungen durch äußere Einflüsse hervorgerufen ist; hierzu zählen unmittelbar die unter Ziff. 1 bis 2 und 4 bis 8

aufgeführten Ursachen, welche für die Jahre 1925/27 zusammen über 50 v. H. aller Störungen ausmachen; mittelbar sind dieser Art von Störungsursachen auch jene unter Ziff. 11 und 12 zuzuzählen, weil einerseits das Reißen der mit entsprechender Sicherheit ausgelegten Drähte und Seile wohl im allgemeinen nur eine Folge vorheriger Stromeinwirkung oder sonstiger von außen kommenden Beschädigungen sein kann, anderseits die kurzzeitigen Ölschalterauslösungen unter Ziff. 12 irgend einen nicht in der Fahrleitungsanlage selbst liegenden Grund haben müssen, da sonst ihre Ursache hätte festgestellt werden können. Die unmittelbar und mittelbar auf äußere Einwirkung zurückzuführenden Störungen sind daher auf rund 70 v. H. aller Störungen zu schätzen.

Von diesen erreichen die höchste Ziffer die Überschläge gegen Erde, welche durch Dampflokomotiven, Ruß, Nebel und Rauhreif hervorgerufen sind. Der gemischte Betrieb bedeutet immer eine große Gefahr für die Sicherheit der Fahrleitung, namentlich wenn bei großen Überbauten ein rascher Abzug des Qualmes nicht möglich ist und daher Ruß und Feuchtigkeit sich an den Isolatoren ansetzen. Solche Schäden werden nur durch Aufgeben des gemischten Betriebes ganz vermieden werden können. Durch Umstellung des Verschiebedienstes auf die elektrische Betriebsform wird ein großer Teil solcher Störungsquellen ausgeschaltet werden. Ganz besonders stark tritt der ungünstige Einfluß des Dampfbetriebes auf die Fahrleitung in Erscheinung, wenn durch Nebel und Rauhfrost das Ansetzen der Rußteilchen an die Isolatoren begünstigt wird. Dies führte schon zweimal zu nahezu lähmenden Betriebsstörungen. Bei Rauhfrost, der mehrere Tage anhält, überziehen sich nämlich auch die Isolatoren, wie alle Bauteile, mit einer Reifschicht; gerade an dieser rauhen Schicht haften die etwas schweflige Säure enthaltenden Rußteilchen fest an; der Rauhreifansatz schreitet, wenn diese Witterungslage länger anhält, weiter fort, so daß schließlich die Isolatoren mit einer vollständig mit Ruß durchsetzten Rauhreifschicht umgeben sind. Solange die Außenwärme hierbei unter 0$^0$ liegt, besteht noch keine Gefahr. Tritt aber der Witterungsumschlag (Föhn) ein, so wird der mit Ruß geschwängerte Rauhreif zuerst zu einer teigigen Masse, die vor dem Abfallen die Isolation überbrückt. Einer solchen Witterungslage zeigt sich weder die einfache noch die doppelte Isolation gewachsen. Daß in den beiden bisher beobachteten Fällen nur die Einwirkung des Dampfbetriebes die Ursache der Störungen bildete, ist durch die Tatsache erwiesen, daß auf jenen Strecken, die nicht vom Dampfbetrieb berührt waren, die Erscheinung nicht eintrat. Die Auswirkung der letzteren auf das Unterwerk Pasing zeigt Textabb. 30, in welcher die Zahl der Ölschalterauslösungen an einem solchen für den elektrischen Betrieb wohl als „dies ater“ zu bezeichnenden Tage (6.12.27) eingetragen sind. Die Machtlosigkeit gegenüber solchen Einwirkungen des Dampfbetriebes bei der geschilderten Witterungslage muß zugestanden werden; nach dem Abtropfen des geschmolzenen Raureifansatzes von den Isolatoren war der Schwächeanfall der Kraftübertragung wieder beseitigt.

Eine zweite, nicht minder üble Störungsquelle (Ziff. 5 der Übersicht 10) liegt in der Bewirkung von Kurzschlüssen durch große Vögel, hauptsächlich Krähen. Diese bäumen sehr gerne an den Fahrleitungsmasten auf, weil sie häufig entlang der Bahnlinie Nahrung finden. Beim Abfliegen setzen sie die ausgebreiteten Schwingen nach unten kurzzeitig auf und überbrücken damit die Isolatoren. Solchen Störungsquellen wurde durch Einbau besonderer Vogelschutzisolatoren an den gefährdeten Stellen mit Erfolg begegnet. Textabb. 31 veranschaulicht diesen Schutz bei den Einfachglocken der doppelten Isolation, die mit Porzellanstulpen versehen wurden, Textabb. 32 bei wagrecht eingebauten Knüppelisolatoren, deren eine Kappe mit einem am Seitenhalter befestigten Reiter aus Porzellan abgeschirmt wurde. Wie aus Übersicht 10, zu entnehmen, sind die durch Vögel hervorgerufenen Kurzschlüsse von 30,1 v. H. im Jahre 1926 auf 10,4 v. H. im Jahre 1927 zurückgegangen. Den Störungen infolge Entgleisung der Stromabnehmer wurde durch Zurücknahme des

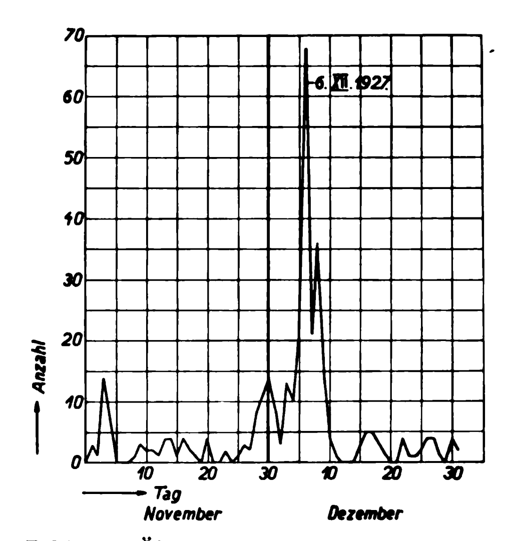



Abb. 30. Zahl der Ölschalterauslösungen im November und Dezember 1927 im Unterwerk Pasing.

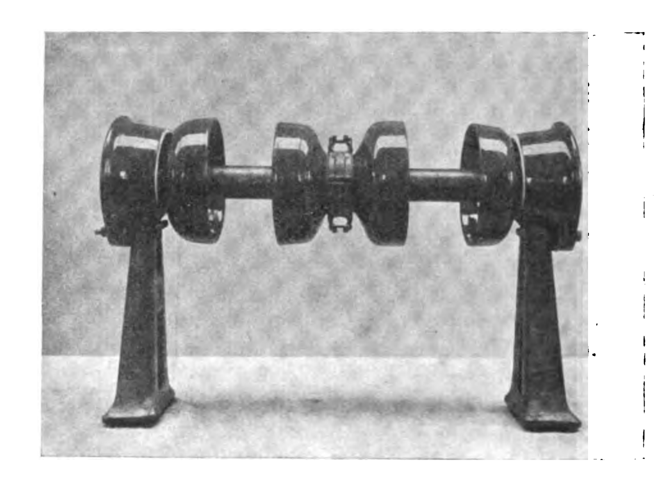


Abb. 31. Porzellanstulpen als Vogelschutz an den Einfachglocken der doppelten Isolation.

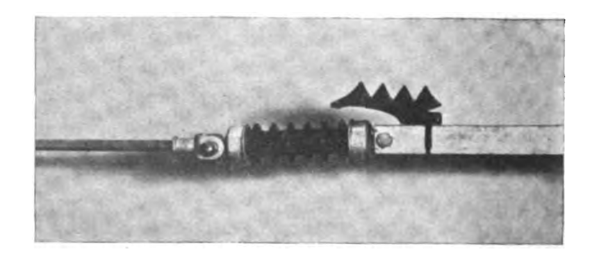


Abb. 32. Porzellanreiter am Seitenhalter als Vogelschutz bei Knüppelisolatoren.

Zickzacks von + 0,6 m auf + 0,5 m vorzubeugen versucht. Gegen unmittelbaren Blitzschlag in die Fahrleitung konnte ein Abhilfemittel bisher nicht gefunden werden. Die unter Ziff. 10 aufgeführten Störungen infolge schadhafter Isolatoren betrafen größtenteils die am Anfang des elektrischen Betriebes auftretenden Ausfälle an den neu umgestellten Strecken. Den durch die Klemmen hervorgerufenen Störungen (Ziff. 9) wurde durch Einbau verbesserter Bauarten entgegengetreten.

### f) Unterhaltung der Fahrleitungen.

Fahrleitungen, Speiseleitungen und Fernleitungen zu erhalten, obliegt besonderen für den elektrischen Zugbetrieb neu errichteten Dienststellen, den Fahrleitungsmeistereien. Sitz dieser Dienststellen, sowie die Abgrenzung ihrer Bezirke ist in Textabb. 6 kenntlich gemacht. Außer ihrer eigentlichen Dienstaufgabe ist den Fahrleitungsmeistereien, wenn nicht besondere örtliche Verhältnisse vorliegen, auch die Unterhaltung der Licht- und Kraftanlagen in den mit Fahrleitung versehenen Bahnhöfen zugewiesen.

Unter Einrechnung des die gleiche Geschäftsaufgabe miterfüllenden Betriebswerkes Berchtesgaden sind im ganzen zwölf Fahrleitungsmeistereien für 702,6 km elektrisch betriebene Strecken mit zusammen 1496,6 km mit Fahrleitung ausgerüsteten Gleisen, für 400,2 km 110 kV-Fernleitungen und 235,3 km Speiseleitungen vorhanden. Auf eine Fahrleitungsmeisterei treffen daher im Durchschnitt nicht ganz 60 km elektrisch betriebene Strecken oder 124,7 km mit Fahrleitungen ausgerüstete Gleise; hierzu kommen im Mittel noch 53 km Fern- und Speiseleitungen je Fahrleitungsmeisterei.

Zur Durchführung ihrer Geschäftsaufgabe einschließlich Unterhaltung der Licht- und Kraftanlagen an den elektrisch betriebenen Linien sind diesen Dienststellen im ganzen 106,5 Köpfe, darunter 28,5 oder rund 27 v. H. des Personalstandes als Beamte zugewiesen. Auf ein Kopf der Fahrleitungsmeisterei treffen im Durchschnitt 14 km mit Fahrdraht bespannte Gleislänge oder rund 20 km Fahr-, Fern- und Speiseleitungen zusammen. Neben den am Sitze der Unterwerke errichteten Fahrleitungsmeistereien, die in der Regel einen verhältnismäßig großen Personalstand haben, sind auch solche mit kleiner Kopfzahl vorhanden, z. B. Tutzing, Freising, Neufahrn, Freilassing, deren Personal sich aus dem Fahrleitungsmeister und dessen Stellvertreter (Beamte) und drei bis vier Arbeitern zusammensetzt. Bei den großen Fahrleitungsmeistereien (z. B. Pasing mit im ganzen 24 Köpfen) sind besondere, dem Fahrleitungsmeister unterstellte Gruppen (Kolonnen) gebildet, denen bestimmte Fahrleitungsabschnitte (Strecken oder große Bahnhöfe) zur Unterhaltung zugewiesen sind; der Gruppenführer ist in der Regel Beamter. Auf 100 km zu unterhaltende Fahr-, Fern- und Speiseleitungen treffen rund fünf Köpfe einschließlich des Personals für die Instandhaltung der Licht- und Kraftanlagen und 4,3 Köpfe ohne Berücksichtigung der letzteren.

Die planmäßige Unterhaltung der Fahrleitungen zerfällt in die Hauptuntersuchung, die jährlich zweimal vorgenommen wird, und in die gewöhnlichen Untersuchungen. Bei ersterer, die mit dem Turmwagen durchgeführt wird, muß die Fahrleitung abgeschaltet sein; um dies zu ermöglichen, ist die Untersuchung entweder in Zugpausen vorzunehmen oder es ist bei Doppelbahnen für kurze Zeit ausnahmsweises Befahren des falschen Gleises anzuordnen. Für jeden Fahrleitungsmeistereibezirk empfiehlt es sich, zu diesem Zwecke im Benehmen mit den Betriebsdienststellen Fahrtanweisungen für das Verkehren des Turmwagens (Arbeitszüge) aufzustellen, die während des ganzen Fahrplanabschnittes in Kraft bleiben. Die gewöhnliche Untersuchung der Fahrleitung findet im Monat zweimal statt; sie besteht in dem Begehen der mit Fahrleitung ausgerüsteten Strecke und zwar das eine Mal bei Tag, das andere Mal zur Nachtzeit; außerdem muß in jedem Fahrleitungsabschnitt monatlich zweimal vom Packwagen-Oberfenster eines Zuges aus der Lauf der Stromabnehmerbügel durch die Fahrleitungsmeisterei beobachtet werden. Bei den monatlichen Untersuchungen ist gleichzeitig das ordnungsgemäße Arbeiten der fernbedienten Streckenschalter festzustellen. Auch die 110 kV-Fernleitungen und die abseits der Bahnlinie verlaufenden 15 kV-Speiseleitungen werden in der Regel halbjährlich abgegangen und auf ihren einwandfreien Zustand geprüft.

Zur Durchführung der planmäßigen Untersuchungsarbeiten, besonders aber um bei Störungen ein ungesäumtes Eingreifen der Fahrleitungsmeistereien zu ermöglichen, sind letzteren besondere Hilfsmittel zugewiesen, mit welchen sie rasch Hilfsmannschaft und Ersatzstoffe an die vom Unterwerk ermittelte Störungsstelle verbringen können. Jede Fahrleitungsmeisterei hat mindestens einen Kraftwagen, um ohne jeden Zeitverlust auch an die abseits der Bahnstrecke verlaufenden Fern- und Speiseleitungen mit den erforderlichen Baustoffen herankommen zu können. Die Erfahrung lehrte, daß auch bei Fahrleitungsstörungen — namentlich bei solchen in der Nähe großer Bahnhöfe mit starkem Verkehre — die Störungsstelle in vielen Fällen mit Schnell-Lastkraftwagen rascher erreicht werden kann, als mit einem Hilfszuge; die rascheste Feststellung, ob durch eine Fahrleitungsstörung das lichte Raummaß der Strecke durch etwa herunterhängende Bauteile der Ausrüstung gestört ist oder nicht, ist bei dicht belegten oder eingleisigen Strecken für den Betrieb von größter Bedeutung. Jeder Fahrleitungsmeisterei ist ferner mindestens ein Turmwagen zugewiesen, in dem alle Ersatzteile und zur




Abb. 33. Selbstfahrender Turmwagen mit Gleichstromantrieb für Gleichrichter und Speicherbetrieb.

Instandsetzung erforderlichen Hilfsmittel untergebracht sind. Fahrleitungsmeistereien, am Sitze von Stationen, in denen Dampflokomotiven verfügbar sind, haben Turmwagen, die mit Hilfe solcher Lokomotiven an die Störungsstelle gebracht werden; Fahrleitungsmeistereien, für welche Dampflokomotiven erst mit großem Zeitverlust bereit gestellt werden könnten, z. B. Pasing, Murnau, Freising sind mit selbstfahrenden Turmwagen ausgestattet. Diese von der Gruppenverwaltung Bayern entwickelten Selbstfahrer*) sind als Gleichrichter-Speichertriebwagen ausgebildet. Textabb. 33 zeigt den äußeren Aufbau eines solchen Selbstfahrers. Auf zwei mit Rücksicht auf den Glasgleichrichter besonders weich abgefederten Drehgestellen ruht das von letzterem ohne Ausbau von Teilen abhebbare Untergestell des Wagenkastens. In diesem sind zwei Führerstände an den Stirnseiten; auf der einen Seite ist ein kleiner und auf der anderen ein großer Stand vorhanden; hinter dem letzteren befindet sich der Maschinenraum mit abgeschlossenem Hochspannungsabteil, in dem Ölschalter und Haupttransformator angebracht sind; Gleichrichter und Drosselspule nützen den übrigen Teil des Maschinenraumes aus. Der übrige Teil des Kastens dient als Werkstätte- und Aufenthaltsraum für die Hilfsmannschaft und zum Lagern der Ersatzteile und Werkzeuge. Die stets hintereinander geschalteten Speicherbatterien sind in den beiden Vorbauten untergebracht. Die vom Innern des Wagens aus besteigbare Bühne ist leicht drehbar. Eine zwischen Ausstiegöffnung und

*) Zentralblatt für elektrischen Zugbetrieb 1928, Märzheft, S. 69 bis 78.

Stromabnehmer hergestellte Verriegelung sichert die Arbeitsmannschaft in der Weise, daß der Ausstieg nur bei geerdeter Fahrleitung freigegeben ist; der zweite Bügel ist ein besonderer Erdungsbügel, der in die Abhängigkeit einbezogen ist. In jedem Drehgestell ist ein Gleichstrom-Hauptmotor von 77 kW-Stundenleistung und 52 kW-Dauerleistung untergebracht, der mit Zahnrädern (ü = 1:3,94) auf die innenliegende Triebachse arbeitet. Der Gleichrichter, dessen Leistung durch einen Stufentransformator eingestellt werden kann, befindet sich während der Fahrt mit Strombezug aus der Oberleitung im Nebenschluß zum Speicher; letzterer arbeitet allein, wenn die Oberleitung spannungslos ist. Der Turmwagen ist imstande mit einer Anhängelast von 21 t dauernd 47 km/h auf 8‰, 28,6 km/h auf 16‰ Steigung zu fahren. Sein Hauptvorteil ist die Freizügigkeit und stete Betriebsbereitschaft.

Einzelnen Fahrleitungsmeistereien sind auch Schienenkraftwagen zum raschen Beheben einfacher Störungen zugeteilt, die sich in jeder Hinsicht bewährt haben. Textabb. 34 zeigt einen solchen Wagen, der außer der Mannschaft und den Ersatzteilen, noch eine fahrbare Leiter nachziehen kann. Wichtig ist auch die Ausbildung von möglichst viel Mannschaften der Fahrleitungsmeistereien als Kraftwagen- und Triebwagenführer.

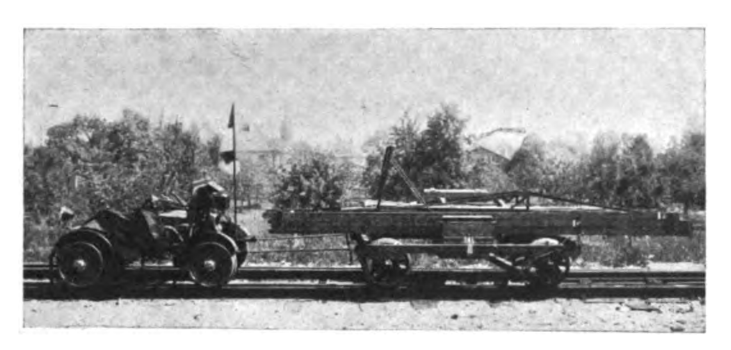


Abb. 34. Schienenkraftwagen mit fahrbarer Leiter.

Bei den Fahrleitungsmeistereien ist ein entsprechender Bestand von Bauteilen in möglichst einbaufertigem Zustand vorzuhalten; hierzu gehören nicht bloß die kleinen Teile der Fahrleitung, wie Klemmen, Isolatoren und Seile, sondern auch Ausleger und Maste. Um bei Unfällen, durch welche Maste zerstört werden, den elektrischen Betrieb ehestens wieder aufnehmen zu können, sind Holzmaste mit entsprechender Ausrüstung bereitzuhalten, die vorübergehend im Bedarfsfalle aufgestellt werden. Außer dem Turmwagen muß daher noch ein Hilfswagen bereitstehen, auf dem Fahrdraht- und Seiltrommeln sowie Maste und Ausleger rasch an die Unfallstelle befördert werden können.

## V. Fernmeldeleitungen.

Bildet die Kraftübertragung das Rückgrat des elektrischen Betriebes, so stellen die Fernmeldeleitungen die Nerven der neuen Betriebsform dar. Eine unter allen Umständen zuverlässige Fernsprechverbindung zwischen den Kraftwerken und Unterwerken einerseits, sowie zwischen den letzteren unter sich, ferner andererseits zwischen den Unterwerken und den in ihrem Auftrag die Schaltmaßnahmen durchführenden Stellen (Fahrdienstleiter, Stellwerkswärter der Stationen) ist eine unerläßliche Voraussetzung für ein elektrisch betriebenes Netz. Möglichste Unabhängigkeit von den übrigen Fernsprech- und Meldeanlagen des Bahnbetriebes bringt daher eine Erhöhung der Betriebssicherheit. Wenn auch aus wirtschaftlichen Gründen die Auslegung eigener Fernsprechkabel für den elektrischen Zugbetrieb unterbleiben mußte, so ist doch bei Anlage des durch die Beseitigung der Schwachstrom-Freileitungen nötig gewordenen Kabelnetzes in der Weise auf die Bedürfnisse der neuen Betriebsform Rücksicht genommen worden, daß eine gewisse Anzahl von Adern der ausgelegten Schwachstromkabel ausschließlich den Zwecken des Starkstromdienstes dient; im besonderen ist vermieden, diese Verbindungen über Umschalter in den Stationen zu führen, so daß in allen Fällen ein unmittelbarer fernmündlicher Verkehr zwischen den Unterwerken und den die Schaltmaßnahmen durchführenden Personen der Stationen sowie zwischen den Unterwerken unter sich und zwischen Schaltbefehlstelle und Kraftwerken möglich ist. Das Personal der Stationen ging allerdings bei Beginn der Umstellung teilweise nur zögernd an die ihnen durch die Betriebsform neu gestellte Aufgabe heran. Durch wiederholte Belehrungen und Vorträge über die Zusammenhänge der Kraftübertragung und über die Auswirkung des Verlustes der Freizügigkeit der Zugkraft wurde auch das nichtfachkundige Personal des Betriebsdienstes bald soweit eingeschult, daß es die für sie neuartigen Störungen des Zugbetriebes fahrdienstlich zu beherrschen lernte.

Bei den zuerst umgestellten Strecken (Garmischer Gruppe, München—Regensburg) wurden neben den Adern des Bahnbetriebes auch jene des öffentlichen Verkehrs (Postverwaltung) in ein gemeinschaftliches Kabel einbezogen; später wurde

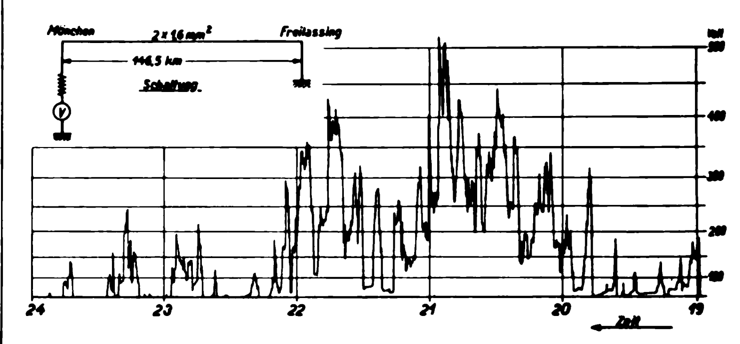



Abb. 35. Verlauf der durch das magnetische Wechselfeld des Fahrstromes induzierten Spannung in zwei nebeneinander geschalteten Kabeladern.

die Verlegung solcher Gemeinschaftskabel aufgegeben. Wenn auch die Anlagekosten für die Umstellung der Betriebsform durch diese Maßnahme größer werden, so ist nicht zu verkennen, daß die häufige Unterbrechung der Kabel durch die längs der Bahnlinien erforderlichen Abzweigungen zu den Fernsprechbuden für die Leitungen des öffentlichen Verkehres eine Quelle von Störungen bedeutet. Dazu kommt, daß auch die induktive Beeinflussung der Kabel ganz erheblich mit der größeren Entfernung von der Fahrleitung abnimmt, infolgedessen — vom elektrischen Gesichtspunkte aus betrachtet — es vorteilhafter ist, die Kabel der Reichspost nicht neben den Gleisen, sondern auf den öffentlichen Straßen auszulegen. In welchem Ausmaße diese Beeinflussung erfolgt, zeigen die mit einem Selbstschreiber aufgenommenen Schaulinien in Textabb. 35. In dieser ist der Verlauf der durch den Fahrstrom induzierten Spannung dargestellt, welche zwei nebeneinander geschalteten Adern ($2 \times 1{,}6\ mm^2$) des bahneigenen Fernmeldekabels München—Freilassing aufgedrückt wird. Sie steigt bis zu 520 Volt betriebsmäßig an. Die Speiseschaltung ist allerdings im vorliegenden Falle recht ungünstig, da das Unterwerk Traunstein noch fehlt, also eine einseitige Speisung in Frage kommt, bei der gerade an der entferntesten Stelle die größte Belastung infolge ungünstiger Streckenverhältnisse eintritt. Neben den beiden Fahrleitungen der Doppelbahn mußten daher zwei am Gestänge zwischen Traunstein und Freilassing ausgelegte Verstärkungsleitungen zur Versorgung der Strecke mit herangezogen werden, welche die induktive Beeinflussung erhöhen. Da aber bekanntlich

die Fernsprechadern, die neben elektrischen Bahnen liegen und für einen unteren Grenzwert von 2000 Volt isoliert sind, an den Enden mit Übertragern abgeschlossen wurden, kann die durch den Bahnstrom induzierte hohe Spannung die Fernsprecheinrichtungen selbst nicht gefährden. Zahlreiche in Zusammenarbeit mit der Firma Siemens & Halske durchgeführte Untersuchungen und Versuche haben erhebliche Fortschritte in der Herabsetzung der durch die magnetischen Wechselfelder des Fahrstromes in den Kabeladern induzierten Spannung gezeitigt. Während bei dem anläßlich der Umstellung der Garmischer Liniengruppe verlegten Kabel noch Spannungen von 4,0 Volt/100 Akm festgestellt wurden, gelang es, die Schutzwirkung des Kabelmantelstromes durch Verwendung einer Bandbewehrung aus Eisen mit hoher Permeabilität bei Betriebsströmen auf 2 bis 2,5 Volt/100 Akm, im Kurzschlußfalle auf 1,4 Volt/100 Akm zu erniedrigen. Kabel mit sogenanntem Kupferschutz zur Erhöhung des Kabelmantelstromes, wie sie die Österreichischen Bundesbahnen im Arlbergtunnel verwendet haben, wurden noch nicht ausgelegt. Versuche, die gleiche Wirkung wie durch den Kupferschutz durch Erdung des Neutralpunktes der Übertrager zu erreichen, konnten zwar eine Absenkung der von der Grundwelle des Bahnstromes induzierten EMK auf 1,9 Volt/100 Akm erzielen, doch ist diese Verbesserung verhältnismäßig gering, weil außer den Aderwiderständen auch noch die Widerstände der Pupinspulen und Übertragerwicklungen in diesem Falle den Schutzstrom herabdrücken.

Allgemein kann festgestellt werden, daß bei allen bisher verlegten bahneigenen Fernmeldekabeln nennenswerte Schwierigkeiten, die ihre Ursache in der induktiven Beeinflussung durch den Fahrstrom haben, für den Fernmeldedienst nicht eingetreten sind.

## VI. Triebfahrzeuge*).

### a) Bauformen und Bestand.

Die Erfahrungen mit den schon vor dem Kriege beschafften elektrischen Lokomotiven waren im allgemeinen keine erfreulichen. Die Vielgestaltigkeit der von den einzelnen Bauanstalten entwickelten Bauformen, in den meisten Fällen Probeausführungen, erschwerten die Unterhaltung in hohem Maße; zudem waren für letztere völlig unzureichende Hilfsmittel vorhanden, meist nur behelfsmäßige Einrichtungen in vorhandenen Werkstätten und Schuppen des früheren Dampfbetriebes.

Schon bei Beginn der Arbeiten für die Umstellung neuer Strecken wurde erkannt, daß möglichst wenig Bauformen und weitgehendste Vereinheitlichung**) einzelner Bauteile für alle Bauformen im betrieblichen und wirtschaftlichen Interesse angestrebt werden müssen. Dieses Ziel mit den Leistungsanforderungen des Betriebes einerseits, mit der Herstellungsweise und grundsätzlichen Einstellung der Bauanstalten andererseits in Einklang zu bringen, war neben der Neuentwicklung der Formen die Hauptaufgabe der Beschaffungsstellen (Gruppenverwaltung Bayern und Reichsbahn-Zentralamt der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft). Die Forderungen des Betriebes nach bestimmten Anhängelasten und Geschwindigkeiten der einzelnen Zuggattungen führten zunächst zur Beschaffung von fünf neuen Bauarten elektrischer Lokomotiven, deren Einzelheiten und Hauptangaben im Schrifttum eingehend behandelt sind, nämlich zu einer Schnellzug- und je einer schweren und leichten Personen- und Güterzuglokomotive. Außer diesen fünf Bauarten wurden später noch eine leichte Güterzuglokomotive für die Bergstrecke Reichenhall—Berchtesgaden, eine Rangierlokomotive sowie ein Triebwagen von Grund aus neu entwickelt. Sämtliche Gattungen sind — zum Teil schon mehrere Jahre lang — im Dienst und konnten damit sowohl den Nachweis ihrer Eignung für die Betriebsbedürfnisse erbringen, als auch eine Dauerprüfung über die technische Wertigkeit der Bauform an sich und ihrer Einzelteile ablegen. Der Bestand an elektrischen Triebfahrzeugen, die alle der Reichsbahndirektion München zugehören, auch wenn sie in einem anderen Direktionsbezirk fahren, ist in Übersicht 11 auf Seite 346 zusammengestellt; letztere enthält auch schon die früher beschafften Wechselstromlokomotiven, ferner die Gleichstrom-Triebfahrzeuge sowie einen Hinweis auf Einzelbeschreibungen.

Nach dem Entscheid über den allgemeinen Aufbau der neuen Triebfahrzeuge war noch die für Betrieb und Unterhaltung außerordentlich wichtige Vereinheitlichung durchzuführen. Diese erstreckte sich nicht bloß auf Einzelteile, sondern in bestimmten Fällen sogar auf Gesamtschaltung und Hauptteile; so wurden z. B. Motoren, Transformator, Steuerung und Schaltung für die schwere Personenzuglokomotive (E 52) in genau gleicher Ausführung wie für die schwere Güterzuglokomotive (E 91) erstellt; auch die Rangierlokomotive (E 60) entspricht größtenteils bis auf Kasten und Transformator mechanisch und elektrisch (Antrieb) der Hälfte einer Lokomotive der Reihe E 91; auch die Motoren der Lokomotiven E 16 (je 4 Stück) und E 32 (je 2 Stück) sind von gleicher Ausführung. Die für alle Triebfahrzeuge zu vereinheitlichenden Einzelteile wurden entweder von der D R G selbst beschafft und den Bauanstalten zum Einbau zur Verfügung gestellt (z. B. Stromabnehmer (SSW), Ölschalter (BBC), Luftpresser (Knorr), Antriebe für Luftpresser (BEW und MSW), oder es wurde die Bezugsfirma von der DRG vorgeschrieben, z. B. Zubehör zu den Luftpressern, Bremsausrüstungen, Führerbügelhähne und Einstellventile (Knorr), Geschwindigkeitsmesser (Deuta), Meßinstrumente mit Kasten (S & H), Zentralöler (Bosch) oder es konnten Einzelteile nach von der Reichsbahn genehmigten Regelzeichnungen von den Bauanstalten selbst hergestellt oder beschafft werden, wie Dach- und Luftzuführungs- und Durchführungsisolatoren, Nebenschaltkasten mit Sicherungen, Prüfkupplungen, Steckdosen, Handlampen, Beleuchtungskörper u. a. Dieses Vorgehen hat sich im Betrieb äußerst vorteilhaft erwiesen; ihm ist nicht zuletzt die rasche Einfühlung und Umstellung des Fahrpersonals auf die neue Betriebsform und des Werkstättepersonals auf die Unterhaltung der Fahrzeuge zuzuschreiben.

Hinsichtlich des äußeren Aufbaues und der Achsanordnung haben alle Bauformen den Anforderungen des Betriebes im allgemeinen durchaus entsprochen; dies ist schon durch deren hohe Laufleistungen, worüber weiter unten näheres ausgeführt ist, erwiesen. Daß die mit hochgelagerten Antrieben und Blindwellen ausgestatteten Lokomotiven der Gattung E 32 und E 52 infolge dieser Bauart ein höheres Gewicht je Leistungseinheit aufweisen als die Schnellzuglokomotive Gattung E 16 mit Einzelachsantrieb ist eine mehr wirtschaftliche als technische Frage; außerdem beträgt in Ansehung der Leistungsanforderung das Gewicht der elektrischen Ausrüstung im Verhältnis zum Gesamtgewicht bei der Gattung E 32 nur 36,8 v. H. gegenüber 48,5 bis 52,1 v. H. bei den übrigen Personen- und Güterzuglokomotiven. Auf die Leistungseinheit bezogen ist natürlich die Lokomotive mit Einzelachsantrieb (E 16) am günstigsten. Die Lokomotiven E 77 und E 91 sind als mehrteilige Lokomotiven gebaut. Daß diese gegliederten Formen hinsichtlich des Laufes, dann wegen der großen Zahl von Preßluft und Kabelkupplungen, der Abdichtung der Faltenbälge, zum Teil aber

*) Siehe Michel, „Die neuen elektrischen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn". Organ 1924, Heft 9/10, S. 177 bis 187.

**) „Die Wechselstromlokomotive der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft auf dem Wege zur Vereinheitlichung". Siehe „Elektrische Bahnen" 1925, Heft 2, S. 39 bis 44 und Heft 9, S. 332 bis 338; 1926, Heft 7, S. 233 bis 235; 1927, Heft 4, S. 105 bis 113.

## Übersicht 11.

**Bestand an elektrischen Oberleitungs-Triebfahrzeugen im Reichsbahndirektionsbezirk München (Juli 1928).**

| | Triebfahrzeug bestimmt für | Achs-anordnung | alte Bezeichnung | neue Bezeichnung (Stamm-Nummer) | Höchst-geschwindigkeit km/h | Dienst-gewicht Tonnen | Leistungs-verhältnis-zahl | Bestand Stückzahl | Im Schrifttum eingehend behandelt |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | A) Neue Bauformen (Wechselstrom) | | | | | |
| 1 | Schnellzüge | 1 Do 1 | ES 1 | E 16 | 110 | 111 | 2,8 | 10 | „Elektrische Bahnen“ 1927, Heft 3 S. 71 bis 92 |
| 2 | schwere Personenzüge | 2 B + B 2 | EP 5 | E 52 | 90 | 143 | 2,8 | 35 | desgl. 1925, Heft 8 S. 241 bis 270 |
| 3 | leichte Personenzüge | 1 C 1 | EP 2 | E 32 | 75 | 85 | 2,1 | 29 | „ 1925, „ 6 S. 181 bis 194 |
| 4 | schwere Güterzüge | C + C | EG 5 | E 91 | 55 | 123 | 4,1 | 20 | „ 1925, „ 8 S. 311 bis 320 ferner Elektrojournal 1924, Heft 9 |
| 5 | leichte Güterzüge | 1 B + B 1 | EG 3 | E 77 | 65 | 113 | 2,9 | 31 | „ 1925, Heft 11 S. 414 bis 427 |
| 6 | Personen- u. Güterzüge auf d. Bergstrecke 1 : 25 | 2 D 1 | EG 4 | E 79 | 65 | 116 | 3,0 | 2 | |
| 7 | Verschubdienst und leichte Güterzüge | 1 C | — | E 60 | 55 | 72,5 | 2,1 | 7 | |
| 8 | Nahverkehr | — | — | D⁴¹ el T | 75 | 60,5 | 1,4 | 30 | „ 1927, Heft 6 S. 161 bis 171 |
| | | | | Bestand an neuen Triebfahrzeugen: | | | | 164 | |
| | | | | B) Alte Bauformen (Wechselstrom) | | | | | |
| 9 | Personenzüge | 2 C 1 | EP 3/6 | E 36 | 80 | (78,8) | 1,9 | 4 | Wechmann „Der elektrische Zugbetrieb der Deutschen Reichsbahn“ S. 200 bis 202 |
| | | | | | | (93,6) | 1,9 | 4 | |
| 10 | Personenzüge | 1 C 1 | EP 3/5 | E 62 | 60 | 69 | 1,4 | 5 | desgl. S. 224 |
| 11 | Güterzüge und Schubdienst | B + B | EG 2 × 2/2 | E 70 | 50 | 65 | 2,0 | 2 | „ „ |
| 12 | Güterzüge und Schubdienst | Bo + Bo | EG 4 × 1/1 | E 73 | 50 | 56 | 2,0 | 2 | „ „ |
| 13 | Verschubdienst | D | EG 4/4 | E 70 | 50 | 65 | 2,0 | 2 | |
| | | | | Alte Wechselstromlokomotiven: | | | | 19 | |
| | | | | C) Gleichstromtriebfahrzeuge (1000 Volt) | | | | | |
| 14 | Güterzüge | Do | EGg 4 × 1/1 | EGg 4 × 1/1 | 25 | 56 | 1,2 | 1 | |
| 15 | Personenverkehr | A + A | MBCL | BCL¹ el T | 40 | 17 | 0,9 | 9 | |
| 16 | Güterverkehr | A + A | MPL | Pw L el T | 40 | 15 | 0,9 | 1 | |
| | | | | | | | | 11 | Gesamtbestand an elektr. Triebfahrzeugen für Oberleitung: 164+19+11=194 |

auch hinsichtlich der Ausbesserung mehr Schwierigkeiten bieten als einrahmige Triebfahrzeuge, ist erklärlich und durch den Betrieb bestätigt worden.

War Vereinheitlichung der Einzelbauteile eine der obersten Richtlinien für die Beschaffungsstellen, so bildete sie doch kein starres Gesetz, das den Fortschritt unterbindet. In weitschauender Weise wurden nämlich nebenher sowohl im mechanischen wie im elektrischen Teile der Triebfahrzeuge Versuchsausführungen erprobt, um Erfahrungen und Grundlagen für die Weiterentwicklung zu gewinnen, so z. B. hinsichtlich des Laufwerkes durch probeweisen Einbau von Buchli-Gestellen an einigen Lokomotiven Gattung E 16; der Versuch erwies einwandfrei die Überlegenheit des Krauß-Helmholtz-Gestelles. Der bei einer Anzahl Güterzuglokomotiven Gattung E 77 gemachte Versuch, den Laufachsen keine Seitenverschiebung zu geben und dafür die erste und vierte Triebachse verschieblich einzurichten, erwies sich im Betriebe nachteiliger als die feste Anordnung aller Triebachsen und die Seitenverschieblichkeit der Laufachsen um 30 mm nach jeder Seite.

Im elektrischen Teile ist hervorzuheben die Verwendung von Widerstandskollektoren an den Triebmaschinen der Lokomotiven der Gattung E 16 und E 32. Der Großversuch mit nahezu 100 Motoren ließ die Vor- und Nachteile dieser Bauart deutlich erkennen; erstere bestehen im wesentlichen in der Möglichkeit, höhere Motorspannungen (660 Volt gegenüber 380 bis 420 bei den Maschinen anderer Bauart) anzuwenden und damit die Anfahrleistung verhältnismäßig höher zu wählen wie die zeichnerische Gegenüberstellung der Leistungslinien auf Textabb. 36 zeigt. Diesem Vorzug steht als Nachteil gegenüber die hohe Erwärmung der Widerstände und die hierdurch bewirkte Ausdehnungsänderung der erwärmten Teile sowie die Wärmeübertragung auf Nachbarteile (z. B. Fahnen des Läufers, die bisweilen ausgelötet werden). Eine bei diesen Triebmaschinen anfänglich angeordnete zusätzliche Wendepolwicklung wirkte eher nachteilig als günstig auf die Kollektoren, so daß sie wieder abgeschaltet wurde, wodurch sich die Laufleistung der letzteren nicht unerheblich erhöhte.

Hinsichtlich der Art der Steuerung, die bei 39 Lokomotiven (E 16 und E 32) als Schaltwalzen- und Schlittensteuerung ausgebildet ist, zeigten die Betriebserfahrungen, daß diese der Steuerung mit Schützen vorzuziehen ist; von letzterer erwiesen sich die elektromagnetischen betriebssicherer als die elektropneumatischen Schützen.

Hinsichtlich der Abfederung der Zahnräder zeigte die Erfahrung, daß gleichzeitiges Abfedern von Ritzel und großem Zahnrad nicht nötig ist; beim letzteren kann sie entfallen. Das Ritzel nicht abzufedern und dafür das große Zahnrad, ist nicht vorteilhaft.

Von den Ergebnissen mit den vereinheitlichten Einzelteilen ist anzuführen, daß an den Lokomotivölschaltern die

Schutzwiderstände neuerdings ausgebaut wurden; da der Einschaltstoß auf den Umspanner hierdurch ziemlich bedeutend wurde, mußte die Zeitverzögerung der Höchststromauslösung vergrößert werden. Für die Rangierlokomotiven konnten die Stromabnehmer mit nur einer Wippe nicht angewendet werden wegen der in die Fahrleitung eingebauten Streckentrenner ohne Luftisolation; um Stromunterbrechungen und Hinüberziehen von Lichtbögen über die Streckentrenner zu verhindern, wurden an solchen Abnehmern zwei Wippen im Abstand von 1200 mm angeordnet, wie Textabb. 37 zeigt.

Die Stromabnehmer der Triebwagen konnten nicht in ganz gleicher Ausführung wie jene der Lokomotiven ausgebildet werden, da der Scheitel des Daches der Triebwagen 100 mm höher liegt als jener des Lokomotivdaches. Die Verwendung eines geraden statt eines gewölbten Schleifstückes mit offenen Hörnern erwies sich sowohl hinsichtlich der Art der Abnutzung des Schleifstückes, als auch hinsichtlich des Einflusses auf die Fahrleitung als ungünstig und wurde deshalb wieder verlassen.

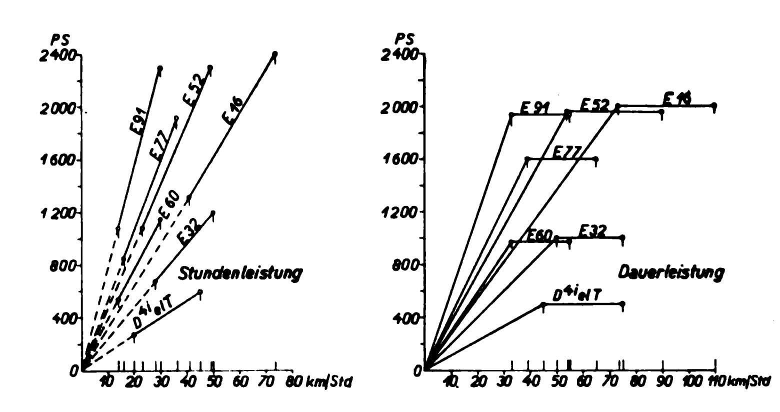



Abb. 36. Leistungslinien der elektrischen Triebfahrzeuge.

Die von der Gruppenverwaltung Bayern entwickelten für ein Fassungsvermögen von 100 Fahrgästen ausreichenden Triebwagen weisen in vieler Hinsicht, besonders aber in der Unterbringung der elektrischen Ausrüstung neuartige Wege auf. Der Einbau von Transformator, Lüftersatz mit Lichtstromerzeuger und Ölschalter in einer besonderen Kammer des Wagenkastens, der Steuer- und Heizschütze sowie Wendeschalter in einem vom Wageninnern aus zugänglichen Schranke statt der vielfach üblichen Anordnung dieser Teile unter dem Fußboden, hat sich im Betriebe als recht vorteilhaft erwiesen; nur die beiden Luftpresser und ein Motorshunt sind unten am Gestell des Wagenkastens aufgehängt. Als Ölschalter wurde nicht der druckfeste Einheitsölschalter wie bei Lokomotiven verwendet, sondern wegen der Gewichtsersparnis ein etwas leichterer Schalter in einer Hochspannungskammer untergebracht, der hochspannungsseitige Kurzschlüsse nicht abschalten kann. Zum Schutze des Wagens gegen letztere ist eine besondere Dachsicherung angeordnet. Ob die hierdurch bedingte Verlegung des Abschaltens hochspannungsseitiger Kurzschlüsse in das Unterwerk in ihrer Auswirkung auf andere Triebfahrzeuge den Verlust der Freizügigkeit der Zugkraft bei Zunahme des Triebwagenverkehrs nicht zu stark hervortreten läßt, muß erst die Erfahrung zeigen. Die zwei Triebmaschinen, ebenfalls mit Widerstandsverbindungen in der Ankerwicklung (höchste Spannung 450 Volt) sind als Achsmotoren in eines der beiden Drehgestelle eingebaut; die zusätzliche Fremdbelüftung der Motoren ist namentlich wegen des häufigen Anfahrens im Nahverkehr vorteilhaft.

Jeder Triebwagenzug führt in der Regel einen Steuerwagen mit sich, der in wagenbaulicher Hinsicht dem Triebwagen gleicht; der in letzterem für den Einbau des Transformators, Ölschalters und Schützenschrankes erforderliche Platz (etwa 6 m²-Fläche) ist als Gepäckraum verwendet, was für den Nahverkehr sich in den meisten Fällen als ausreichend erwies. Die neu entwickelte Kupplung für die Vielfachzugsteuerung, welche Druckkontakte (20 Punkte) statt Stecker verwendet und an allen Triebwagen, Beiwagen und Steuerwagen an beiden Stirnseiten vorhanden sein muß, hat sich gut bewährt. Die aus Textabb. 38 ersichtliche Mehrung der Verbindungskupplungen bei Triebwagenzügen gegenüber Lokomotivzügen um weitere zwei Stück, nämlich um die erwähnte doppelseitige Steuerstromkupplung und die zweimal doppelseitige Luftkupplung für Bügelbetätigung und Ausgleichsleitung hat sich im Betriebe nicht störend bemerkbar gemacht, da die Triebwagenzüge als geschlossene Einheit nur selten aufgelöst werden.

**b) Unterhaltung.**

Hinsichtlich der Unterhaltung sind zu unterscheiden: die in verhältnismäßig kurzen Zeitabständen regelmäßig vorzunehmenden Überholungen, die Zwischen- und Großausbesserungen. Die regelmäßigen Überholungen werden gewöhnlich alle drei bis vier Wochen nach 6000 bis 8000 km Laufleistung durchgeführt, wenn das Triebfahrzeug nicht ohnehin wegen Instandsetzung irgend eines Bauteiles früher aus dem Betriebe gezogen werden muß und dieser Stillstand gleichzeitig auch zur Überholung der gesamten Einrichtung ausgenützt werden kann. Der überwiegende Teil der Überholungen wird beim Betriebswerk in München Hbf. durchgeführt (116 Triebfahrzeuge); der Rest verteilt sich auf die Betriebswerke in München Ost, Freilassing, Garmisch und Berchtesgaden. Die Überholung dauert in der Regel 9 Stunden und wird von besonders hierfür eingeteilten Arbeitsgruppen ausgeführt. So sind z. B. beim Betriebswerk München Hbf. für die Überholungen neun Arbeitsgruppen vorhanden, darunter eine Nachtschichtgruppe, welche dringliche Instandsetzungen an den nachts in die Schuppen heimkehrenden Triebfahrzeugen ausführt. Eine Gruppe besteht in der Regel aus einem Vorhandwerker und zwei bis fünf Fachhandwerkern; nur die für die Überholung der elektrischen Inneneinrichtungen vorgesehene Gruppe ist wesentlich stärker (vier Vorhandwerker und 15 Schlosser). Weiter ist je eine besondere Gruppe ge-

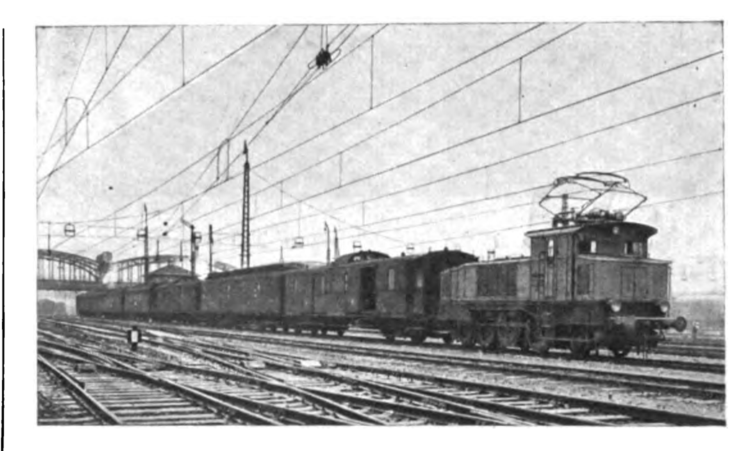


Abb. 37. Rangierlokomotive Gattung E 60 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

bildet für Instandhaltung von Ölschaltern, Stromabnehmern und Dachausrüstungen zusammen, ferner für Überholung der Hilfsmaschinen und Apparate, Lichtmaschinen mit Batterien, Heizkörper, Feuerlöscher zusammen, dann für Arbeiten an Achsen und Blindwellen (Achssenkgruppe), weiter für Antriebs-, Zahnräder-, Federungs- und Heizungseinrichtungen, ferner für Drucklufteinrichtungen, endlich für den mechanischen Teil der Bremsen, der Tragfedern, Zug- und Stoßvorrichtungen. Im ganzen sind 70 Köpfe darunter drei Beamte für diese Überholungen zur Zeit beim Betriebswerk München Hbf. eingesetzt; auf ein Triebfahrzeug treffen demnach 0,61 Köpfe, auf die Laufleistung der zugeteilten Triebfahrzeuge (1927) bezogen im Durchschnitt 11,5 Köpfe für eine Million im Jahr geleistete Lokkm, ein Satz, der mit zunehmender Umstellung von Strecken und dadurch bewirkter besserer Ausnützung der Triebfahrzeuge noch sinken wird.

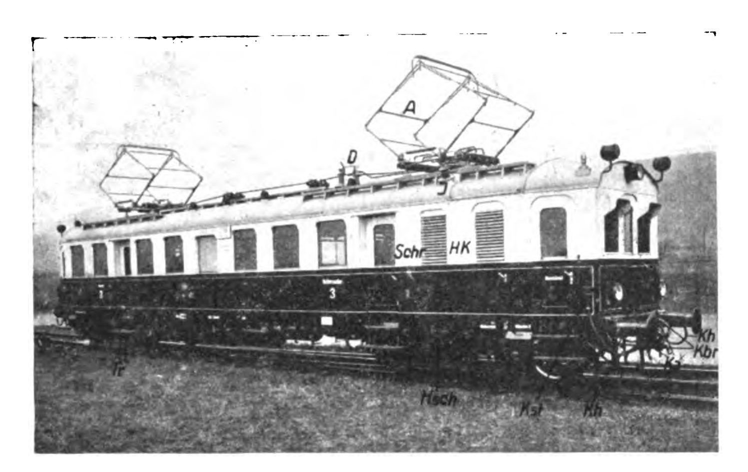



Abb. 38. 15 kV-Wechselstrom-Triebwagen:
Tr = Drehgestell mit den Antrieben;
A = Stromabnehmer mit offenem Horn u. geradem Schleifstück;
HK = Hochspannungskammer, anschließend Schützenschrank Schr;
D = Dachsicherung;
Hsch = Heizungsschalter;
Kst = Zugsteuerungskupplung;
Kh = Heizkupplung;
Ka = Luftkupplung für Bügelbetätigung und Ausgleichleitung;
Kbr = gewöhnliche Luftbremskupplung.

Die Zwischenausbesserungen, die im wesentlichen durch die Abnützung des Laufwerkes bedingt sind, abgesehen vom Abdrehen und Aufrichten der Kollektoren, werden in der Regel zwischen 120000 und 180000 Lokkm bei Personenzuglokomotiven, zwischen 70000 und 100000 Lokkm bei Güterzuglokomotiven erforderlich. Diese Zwischenausbesserungen werden gewöhnlich in der für elektrische Triebfahrzeuge neu errichteten Nebenwerkstätte in München Hbf. vorgenommen, in welcher der größte Teil der neubeschafften elektrischen Lokomotiven von den elektrotechnischen Bauanstalten auch aufgebaut wurde. Hierdurch ergab sich die Möglichkeit, die Belegschaft der Werkstätte entsprechend auszubilden und während des Probebetriebes der einzelnen Lokomotivgattungen auf die Besonderheiten der letzteren und die Unterhaltung der Einzelteile einzuschulen. In der mit einem reichhaltigen Ersatzteillager für den Austauschbau ausgerüstete Werkstätte arbeiten zwei Aufbaugruppen mit je 30 Schlossern, ferner eine Kleinbau- und eine allgemeine Werkgruppe. Auf ein Triebfahrzeug in dieser Werkstätte treffen zur Zeit 0,67 Köpfe einschließlich der Aufsichtsbeamten (4).

Die Durchführung der Großausbesserung („allgemeine" Untersuchung), über welche noch keine Erfahrungen vorliegen, werden nach Laufleistungen erwartet, die in der ersten Zeit auf 250000 bis 300000 km für die Personenzuglokomotiven, bei den übrigen Triebfahrzeugen auf etwa 180000 km anzusetzen sind. Ein im Rahmen der Betriebssicherheit liegendes möglichst langes Hinausschieben dieser allgemeinen Untersuchungen ist für die Wirtschaft der Betriebsform von entscheidendem Einflusse.

Hinsichtlich der Unterhaltung der Einzelteile verdient jene der Stromabnehmer wegen ihrer Beziehung zur Fahrleitung besondere Beachtung. Im Durchschnitt mußten in drei Betriebsjahren auf die Gesamtleistung aller neuen Triebfahrzeuge (16,34 Millionen Lok- und Triebwagenkm) 5,5 Schleifstücke je 100000 Lokkm ersetzt werden. 1,3 Stromabnehmer wurden — auf die gleiche Einheit bezogen — schadhaft; es ist wohl kein Zufall, daß die mehrteiligen Lokomotiven (E 77 und E 91) diese Durchschnittssätze weit überragen. Die Gliederung dieser Lokomotiven wirkt sich auf die Schwankungen des Fahrzeuges und damit auch auf jene der Stromabnehmer ungünstig aus. Doch sind letztere im allgemeinen nicht so bedeutend als sie anfänglich eingeschätzt wurden. Filmaufnahmen, die vom Zugführersitze eines hinter der Lokomotive laufenden Packwagens von den mit besonderen Meßeinrichtungen versehenen Abnehmern während der Fahrt gemacht wurden (25 Aufnahmen in der Sekunde), ergaben, daß die Pendelungen des Schleifstückes, bezogen auf das Triebfahrzeug, höchstens $\pm$ 6,0 cm betragen; die Schwankungen des Fahrzeuges selbst infolge Federspiels und veränderter Gleislage waren, namentlich beim Einlauf in Krümmungen und in diesen selbst, erheblich größer.

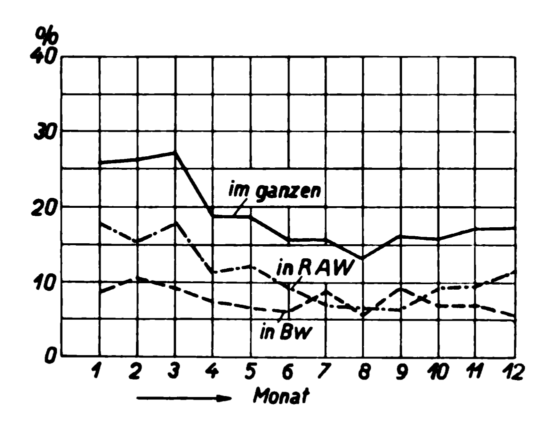



Abb. 39. Ausbesserungsstand der elektrischen Triebfahrzeuge 1927.

Kollektorabschleifen war in den drei Betriebsjahren durchschnittlich 1,9mal auf je 100000 km Laufleistung der Triebfahrzeuge nötig; hierbei ist jedoch zu beachten, daß auch die Anlaufzeit und Versuche mit Bürstenkohlen in diesen Wert eingerechnet sind, so daß jetzt erheblich höhere Kollektorlaufzeiten sich ergeben (bis zu 180000 Lokkm). Bürstenkohlen wurden ersetzt 48,5 auf 100000 Lokkm infolge gewöhnlicher Abnützung und 19,3 infolge Schäden; auch in diesen Werten ist der Verbrauch in Anlauf- und Versuchszeiten enthalten, wodurch die Sätze nicht unwesentlich erhöht sind. An Ölschaltern und Transformatoren waren 3,1 Schäden auf eine Million Lokkm zu verzeichnen.

Der aus Textabb. 39 ersichtliche Verlauf der Schaulinien des Ausbesserungsstandes aller elektrischen Triebfahrzeuge für 1927 kann zu wirtschaftlichen Schlüssen noch nicht verwertet werden, weil in den Verhältniszahlen nicht bloß die alten Lokomotiven inbegriffen sind, sondern auch die an den neugelieferten Lokomotiven auf Grund der Gewährpflicht von den Lieferern vielfach ausgeführten Ausbesserungen einbezogen sind. Das Jahresmittel des Ausbesserungsstandes dürfte bei dem heute üblichen neuzeitlichen Austausch-

verfahren der Ausbesserungswerke wohl leicht auf einen Wert von unter 15 v. H. gebracht werden können.

### c) Störungen.

Die Zahl der im Betriebe an den Triebfahrzeugen aufgetretenen Störungen betrug in den drei Jahren (1925 bis 1927) im Durchschnitt 66 auf je eine Million Lokkm (einschließlich Triebwagenkm). In dieser Zahl sind alle, auch noch so kurzzeitigen Störungen inbegriffen; auch die an den Triebfahrzeugen im Probedienst und während der Gewährzeit beobachteten Störungen sind erfaßt. 15,6 v. H. aller Störungen lagen im mechanischen Teile der Triebfahrzeuge, der Rest im elektrischen, wobei nicht einwandfrei geklärte Störungen, die im ganzen 23,8 v. H. ausmachen, zu Lasten des elektrischen Teiles angenommen sind. Hinsichtlich der Häufigkeit stehen die Störungen an den Schützen und Steuerstromeinrichtungen an der Spitze (34,1 v. H.); gerade diese sind aber in der Regel von ganz kurzer Dauer, so daß durch sie der Betrieb in den meisten Fällen (Hängenbleiben der Schützen) nur ganz unwesentlich beeinflußt ist, in vielen Fällen sogar entstandener Zeitverlust während der Fahrt wieder eingeholt werden konnte. Stärker wirkten sich die durch die Stromabnehmer eingetretenen Störungen (9,9 v. H.) aus, nicht allein wegen ihrer Wirkung auf die Fahrleitung, sondern auch deshalb, weil häufig bei Schadhaftwerden eines Stromabnehmers auch der zweite durch die gleichzeitig beschädigte Fahrleitung in Mitleidenschaft gezogen wird. Durch Verwendung besonders harter Rohre (Nickelstahl) für die Stromabnehmer wurde versucht, die Sicherheit der letzteren zu erhöhen, was auch erreicht wurde. Nach den an den Triebmaschinen (Motor-Überschläge, -Bandagenbrüche) eingetretenen Störungen (5,4 v. H.) nehmen jene infolge von Achsenheißlauf die nächste Stelle ein; auch hinsichtlich dieser Störungen muß beachtet werden, daß durch die Indienststellung neuangelieferter Triebfahrzeuge der Satz höher ist als dem tatsächlichen Durchschnitt entspricht. Die übrigen Störungen bewegen sich wie jene an den Luftleitungen, Ventilen und Bremsen (zus. 3,9 v. H.), ferner an den Ölschaltern (2,8 v. H.), an den Isolatoren und Einführungen (2,7 v. H.), an den Rädern und Aufbauten (2,1 v. H.) über einem Durchschnittssatz von 2 v. H., während jene an den Transformatoren, an Zahnrädern, Triebstangen, Meßinstrumenten usw. eine unbedeutende Höhe erreichten.

## VII. Zugbeförderung.

### a) Fahrplan.

Würde die Umstellung auf die elektrische Betriebsform im Endziel nur darin bestehen, statt der Dampfzugkraft die elektrische Lokomotive vor den Zug zu setzen, so wäre wohl eine Enttäuschung der technischen Kreise sowohl als auch der Allgemeinheit unausbleiblich; denn nicht zuletzt verdanken die neuzeitlichen Verkehrsmittel, im besonderen Kraftrad und Kraftwagen, ihren riesenhaften Aufschwung der Unabhängigkeit nicht nur vom Wege, sondern auch vom Fahrplan. An beide bleibt die elektrische Betriebsform zwar gebunden; doch besteht bei ihr die Möglichkeit, einmal durch nicht unerhebliches Verkürzen der Fahrzeit, sodann auch durch Verdichten des Betriebes mit Hilfe kleiner Zugeinheiten den allen Schienenbahnen eigenen Nachteil der Abhängigkeit von Weg und Zeit noch innerhalb wirtschaftlicher Grenzen in nicht geringem Maße zu mildern.

Die bisher bei den vorgenommenen Umstellungen durchgeführten Fahrzeitverkürzungen hielten sich in den meisten Fällen im erheblichen Maße unter der Grenze des Möglichen; allzu stark gespannte elektrische Fahrzeiten wurden zunächst absichtlich vermieden, um bei fahrdienstlichen Unregelmäßigkeiten und vorkommenden Störungen die Aufholung von Verspätungen leicht zu ermöglichen. Immerhin sind auch unter Einhaltung dieses Gesichtspunktes die Fahrzeiten um 10 bis 20 v. H. bei Personenzügen und um 20 bis 30 v. H. bei Güterzügen gegenüber dem vorherigen Dampffahrplan im allgemeinen, in Einzelfällen in noch höherem Grade, verkürzt worden. Dies wurde erreicht durch die große Anfahrbeschleunigung der elektrischen Triebfahrzeuge und durch Einsetzen ihrer Stundenleistung auf den Steigungen. Eine Schnellzugfahrzeit von 90 Minuten von München nach Garmisch (100 km) und eine solche von 120 Minuten von München nach Salzburg (138 km) bedeuten bei den gegebenen Streckenverhältnissen eine nicht unwesentliche Verkehrsverbesserung.

Der Übergang zu kleinen Zugeinheiten, der für den großen Güterverkehr und für die zwischenstaatlichen Zugverbindungen im allgemeinen nicht in Frage kommt, wurde durch Einstellung von Triebwagenzügen (30 Einheiten) und durch Vermehrung der Verbindungen, hauptsächlich im Nahverkehr, eingeleitet; ferner wurde eine teilweise Staffelung des Fahrplanes im Personenzugdienste vorgenommen. Eine Verwendung der Triebwagenzüge im Fernverkehr ist nur in Einzelfällen

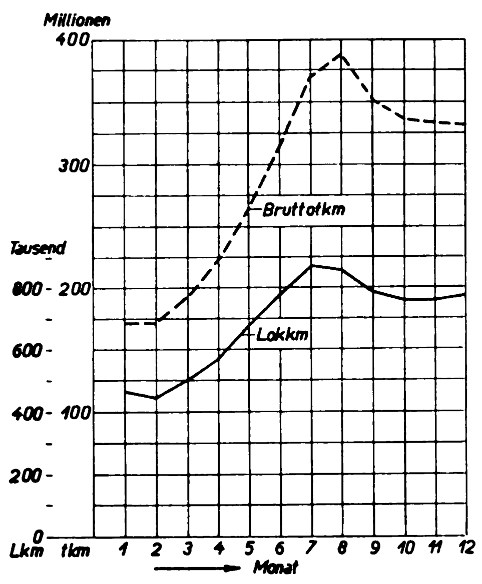



Abb. 40. Monatliche Leistungen der elektrischen Triebfahrzeuge 1927.

(bis auf 138 km) durchgeführt; doch dürfte nach weiterem Ausbau des Netzes die Einrichtung eines Schnelltriebwagendienstes (mit 100 km Höchstgeschwindigkeit) für den Städteverbindungsverkehr (z. B. München—Augsburg) als ein ernst zu nehmendes Mittel gegen den Wettbewerb des Kraftwagens aufzunehmen sein.

### b) Betriebsleistungen*).

Die jährlichen Betriebsziffern der elektrisch betriebenen Strecken sind bereits in Übersicht 2, ausgeschieden nach den stromliefernden Kraftquellen, angeführt; die monatliche Leistung aller Triebfahrzeuge einschließlich Verschiebedienst usw. im Jahre 1927 veranschaulicht Textabb. 40. Von den neubeschafften Triebfahrzeugen wurden seit ihrer Indienststellung bis Ende 1927 im ganzen 16,28 Millionen Lokkm geleistet (Bestand Ende 1927: 140 Stück); hiervon 12,6 Mill.km von den Personenzuglokomotiven und Triebwagen, 3,68 Mill.km von den Güterzuglokomotiven (E 77 und E 91), die etwas später als die ersteren vollzählig angeliefert wurden. Als höchste monatliche Laufleistung wurden 1927 von den auch für Schnellzüge verwendeten Personenzuglokomotiven (E 16 und E 52) 11 bis 12000 Lokkm, von der Gattung E 32, die vor Anlieferung der Triebwagen auch den Nahverkehr be-

*) Siehe auch Zentralblatt für elektrischen Zugbetrieb 1928, Aprilheft S. 110 bis 117.

dienten, 8600 Lokkm, von den Triebwagen nahezu 11000 km erreicht. Wenn auch die durchschnittliche Ausnützung der elektrischen Lokomotiven in Ansehung der verhältnismäßig geringen Länge der elektrisch betriebenen Strecken und der gegebenen Fahrplangestaltung noch nicht den günstigsten Wert erreicht hat, so liegen ihre durchschnittlichen Jahresleistungen doch um 13800 km d. i. 30 v. H. höher als der Durchschnittswert der Dampflokomotiven. Dies liegt hauptsächlich in der günstigen Wendemöglichkeit der elektrischen Triebfahrzeuge, die kürzeste Übergänge im Diensteinteiler bis zu einer Stunde noch ermöglichen. Noch augenfälliger tritt dieser Vorteil im Triebwagendienst in Erscheinung durch Verwendung der Steuerwagen, wo Umkehrzeiten bis zu drei Minuten vorkommen, eine Spanne, die beim Dampfbetrieb selbst unter Benützung besonderer Wendelokomotiven nicht einzuhalten ist. Die Triebwagenzüge werden gewöhnlich als Steuerwagenzüge oder in Einzelfällen, im Sonntagsverkehr fast ausschließlich, als Doppeltriebwagenzüge eingesetzt; bei letzteren ist an der Spitze und am Ende des Zuges je ein Triebwagen. Zwischen Trieb- und Steuerwagen sind zwei bis drei dreiachsige Beiwagen eingeschaltet, die wie die ersteren mit Ausgleichluftleitungen und Steuerstromkupplungen versehen sein müssen. Die durch den Wegfall des Umsetzens infolge Verwendung von Steuerwagen eingetretene Entlastung der Fahrstraßen und Stellwerke ist fahrdienstlich ein sehr großer Vorteil; sie erhöht die Leistungsfähigkeit der Bahnhöfe und vermehrt dadurch die Betriebssicherheit ganz außerordentlich. Auch für den Stoßverkehr bedeuten die rasch umkehrenden Doppel-Triebwagenzüge, die bis zu 800 Personen aufnehmen, eine nicht zu unterschätzende Erleichterung.

Im Verschubdienst und im Ablaufbetriebe zeigte sich ferner sowohl betriebstechnisch als auch wirtschaftlich die elektrische Betriebsform überlegen; der Wegfall der Aufrüstungszeiten nebst Ergänzung der Betriebsstoffe, sodann die große Anfahrbeschleunigung läßt Verschubdienst und Ablaufbetrieb rascher abwickeln als beim Dampfbetrieb; dies ist namentlich dann wichtig, wenn durch diese Dienste die Fahrstraßen ein- oder ausfahrender Züge gekreuzt werden, wie z. B. im Rangierbahnhof München Laim, wo seit dem elektrisch durchgeführten Ablaufbetrieb die Einfahrgruppen rascher geräumt werden können. Auch diese Tatsache bedeutet praktisch eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit des Bahnhofs.

### c) Arbeitsverbrauch.

In Übersicht 4 wurde bereits der durchschnittliche Arbeitsverbrauch je Zugkm und tkm als Verhältnis der in den einzelnen Jahren verbrauchten kWh zu den Betriebsleistungen angegeben. In diesen Ziffern, die den Arbeitsverbrauch für die Leistungseinheit bezogen auf das Kraftwerk darstellen, ist der Verbrauch für Zugheizung, Beleuchtung kleinerer Stationen usw. mit enthalten. Bei Entwurfsarbeiten und Wirtschaftlichkeitsberechnungen wurde früher mit einem Jahresdurchschnittswert von 35 Wh/tkm ab Kraftwerk gerechnet. Die Erfahrung des letzten Jahres (1927), in dem mit schweren Zugeinheiten belegte Strecken auf die elektrische Betriebsform umgestellt wurden, zeigten nun einen erheblichen Rückgang des spezifischen Arbeitsverbrauches (24,4 Wh/tkm einschließlich Zugheizung usw.). Um Klarheit über den Einfluß der verschiedenen Zuggattungen auf den Durchschnittssatz des Arbeitsverbrauches zu erhalten, hat die Gruppenverwaltung Bayern zahlreiche Meßfahrten mit dem von ihr für die Zwecke der elektrischen Zugförderung ergänzten Meßwagen durchgeführt. In Übersicht 12 ist das Ergebnis dieser Versuche enthalten und ausgewertet. Hierbei ist zu beachten, daß die unter Ziff. 15 dieser Übersicht angegebene Zugförderungsarbeit hinter dem Stromabmesser gemessen wurde, die unter Ziff. 16 bis 19 angegebenen Sätze sich demnach auch auf den 15 kV-seitigen Verbrauch der Triebfahrzeuge beziehen und um den Verlust in der Gesamtkraftübertragung (Fernleitung, Unterwerke, Speise- und Fahrleitungen) zu erhöhen sind, damit die Verbrauchsziffern ab Kraftwerk erhalten werden; diese Verluste betragen im Durchschnitt zwischen 20 und 25 v. H. Die Versuchszüge wurden mit den im Fahrplanbuche enthaltenen Fahrzeiten gefahren; die den Arbeitsverbrauch beeinflussenden Größen, wie Geschwindigkeit, Zwischenhalte, mittlerer Abstand der Zwischenhalte, die auf eine Triebachse treffende Anhängelast wurden in Übersicht 12 besonders aufgeführt, um deren Einwirkung auf die Meßergebnisse beurteilen zu können.

Den geringsten Arbeitsverbrauch auf die Förderleistungseinheit bezogen, weisen, wie zu erwarten war, die Durchgangsgüterzüge auf (Ziff. 17, Spalte 3, 7, 10 der Übersicht 12); bei dieser Gattung wurde ein Mindestverbrauch (Spalte 7) von 9,59 Wh/tkm am Bügel oder rund 12,5 Wh/tkm ab Kraftwerk gemessen; dieser Zug war allerdings besonders gut ausgelastet, da auf eine Triebachse rund 252 t Anhängelast trafen; deshalb ist auch der mittlere Leistungsbedarf je Tonne Zuggewicht (Ziff. 19) bei diesem Versuch am geringsten von allen festgestellten Werten. Im Mittel kann, wenn nicht besonders ungünstige Streckenverhältnisse vorliegen, mit einem Verbrauchswert von 16 Wh/tkm und einem durchschnittlichen Leistungsbedarf von 0,60 kW/t Zuggewicht für Durchgangsgüterzüge gerechnet werden; diese Werte sind für Unterwegsgüterzüge im allgemeinen um etwa 10 bis 15 v. H. wegen des Anfahrens zu erhöhen, je nach dem mittleren Abstand der Haltepunkte. Bei Personenzügen mit 75 km Höchstgeschwindigkeit steigt Wh/tkm auf etwa 30 ab Kraftwerk, wenn die Haltepunkte im Mittel etwa fünf bis sieben km auseinanderliegen; bei diesen Zügen muß, um die Fahrzeiten halten zu können, ein erheblicher Teil der zur Beschleunigung aufgewendeten Arbeit durch Abbremsen vernichtet werden. Noch deutlicher zeigt sich dies bei den Triebwagenzügen im Nahverkehr: bei einem durchschnittlichen Haltepunktabstand von 4,5 km steigt der Wert für Wh/tkm auf 31,5, bei einem mittleren Abstand von 2,4 km sogar auf 48, bezogen auf das Kraftwerk; wird die gleiche Strecke ohne Anhalten durchfahren (Spalte 12 und 14 der Übersicht), so sinken die Verbrauchsziffern im ersten Falle um 38 v. H., im letzteren sogar um 49 v. H. Die Fahrzeiten sind bei den Nahzügen aber so gespannt, daß ein Auslaufen in nennenswertem Umfang bei den geringen Haltepunktabständen nicht mehr möglich ist. Dies zeigt auch der für den Nahtriebwagenzug gefundene Wert des mittleren Leistungsbedarfes je Tonne Zuggewicht (Ziff. 19, Spalte 13), der mit 1,5 kW sogar den mittleren Leistungsbedarf je Tonne eines mit durchschnittlich 73,2 km/h Geschwindigkeit fahrenden Schnellzuges von 707,5 t Gesamtgewicht übertrifft. Der Arbeitsverbrauch für Zugheizung ist in den ermittelten Ziffern nicht enthalten.

### d) Zugheizung*).

Übergangsweise mußten am Anfang der Umstellungen auf die neue Betriebsform bei einem Teil der Personenzüge noch Heizkesselwagen mitgeführt werden. Nachdem inzwischen der Bestand der mit elektrischen Heizeinrichtungen versehenen Wagen auf nahezu 1200 vorgeschritten ist, können alle Personenzüge und auch ein Teil der Schnellzüge elektrisch geheizt werden. Im zwischenstaatlichen Verkehr ist der Einbau der elektrischen Zugheizung in die Übergangswagen angestrebt und zum Teil bereits durchgeführt.

Die bauliche Ausbildung der Heizeinrichtungen erfolgte im Rahmen der im Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen und vom Internationalen Eisenbahnverband**) gefaßten

*) „Elektrische Bahnen" 1926, Heft 12, S. 421 bis 432.
**) „Elektrische Bahnen" 1927, Heft 3, S. 92 bis 103.

Übersicht 12.

| O. Z. | Versuchsstrecke / Zuggattung | Einheit | München—Kufstein und zurück: Schnellzug | München—Kufstein und zurück: Personenzug | München—Kufstein und zurück: Durchgangsgüterzug | München—Kufstein und zurück: Unterwegsgüterzug | München—Regensburg und zurück: Schnellzug | München—Regensburg und zurück: Personenzug | München—Regensburg und zurück: Durchgangsgüterzug | München—Regensburg und zurück: Unterwegsgüterzug | München—Salzburg und zurück: Schnellzug | Freilassing-Mü Ost: Durchgangsgüterzug | München—Freissing und zurück: Nah- Triebwagenzug | München—Freissing und zurück: durchgehender Triebwagenzug | München—Gauting und zurück: Nah- Triebwagenzug | München—Gauting und zurück: durchgehender Triebwagenzug |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Spalte | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| 1 | Länge der Versuchsstrecke | km | 98,96 | 98,96 | 86,82 | 86,82 | 138,13 | 138,13 | 133,77 | 133,77 | 153,13 | 134,29 | 40,65 | 40,65 | 18,93 | 18,93 |
| 2 | Fahrzeit ohne Aufenthalte | Min | 169,5 | 224 | 268 | 317,5 | 252,5 | 351,5 | 432,5 | 504 | 251 | 213 | 103,5 | 98 | 54,5 | 38,5 |
| 3 | Zahl der Zwischenhalte . . | Min | 3 | 26 | 2 | 28 | 2 | 50 | 3 | 36 | 1 | 3 | 16 | 0 | 14 | 0 |
| 4 | Mittlere Geschwindigkeit . | km/h | 70,06 | 53,02 | 38,88 | 32,81 | 65,65 | 47,16 | 37,72 | 31,85 | 73,21 | 37,83 | 47,13 | 49,78 | 41,67 | 58,99 |
| 5 | Mittlerer Abstand der Haltepunkte . . . . . . | km | 39,6 | 7,1 | 43,4 | 15,8 | 69,2 | 5,3 | 53,5 | 7,0 | 102,2 | 33,6 | 4,5 | 40,6 | 2,4 | 18,9 |
| 6 | Triebfahrzeug-Gattung . . | — | E 16 | E 32 | E 77 | E 77 | E 16 | E 32 | E 91 | E 77 | E 16 | E 91 | $D^{4i}$el T | $D^{4i}$el T | $D^{4i}$el T | $D^{4i}$el T |
| 7 | Triebfahrzeug-Gewicht . . | t | 111 | 85 | 113 | 113 | 111 | 85 | 123 | 113 | 111 | 123 | 60,5[1]) | 60,5[1]) | 60,5[1]) | 60,5[1]) |
| 8 | Anhängelast . . . . . . . | t | 455 | 291 | 860 | 899/860[2]) | 687,5 | 292 | 1514 | 809/806[2]) | 596,5 | 1299 | 113,5+30[3]) | 113,5+30[3]) | 113,5+30[3]) | 113,5+30[3]) |
| 9 | Zuggewicht . . . . . . . . | t | 566 | 376 | 973 | 1012/973[2]) | 798,5 | 377 | 1637 | 822/919[2]) | 707,5 | 1422 | 174 | 174 | 174 | 174 |
| 10 | Achsenzahl der Anhängelast | — | 46 | 42 | 78 | 110/78[2]) | 70 | 42 | 114 | 60 | 62 | 112 | 12[4]) | 12[4]) | 12[4]) | 12[4]) |
| 11 | Anhängelast: Achsenzahl . | t | 9,89 | 6,93 | 11,03 | 8,17/11,03 | 9,82 | 6,95 | 13,28 | 13,48/13,43 | 9,62 | 11,60 | 11,96 | 11,96 | 11,96 | 11,96 |
| 12 | Anhängelast: Zahl der Triebachsen. . . . . . . | t | 113,75 | 97,00 | 215,00 | 224,75/215,0 | 171,87 | 97,33 | 252,33 | 202,25/201,5 | 149,13 | 216,50 | 71,75 | 71,75 | 71,75 | 71,75 |
| 13 | Fahrleistung . . . . . . . | Zkm | 197,93 | 197,93 | 173,64 | 173,64 | 276,26 | 276,26 | 267,55 | 267,55 | 306,25 | 134,29 | 81,30 | 81,30 | 37,85 | 37,85 |
| 14 | Förderleistung. . . . . . . | tkm | 112027 | 74421 | 168956 | 173060 | 220594 | 104150 | 437973 | 246089 | 216673 | 190963 | 14146 | 14146 | 6586 | 6586 |
| 15 | Zugförderungsarbeit. . . . | kWh | 1912 | 1544 | 2039 | 2357 | 3537 | 2590 | 4201 | 3148 | 4193 | 2740 | 333 | 206,5 | 238 | 120,5 |
| 16 | Arbeitsverbrauch[5]) für die Fahrleistungseinheit. . . | kWh/Zkm | 9,66 | 7,80 | 11,74 | 13,57 | 12,80 | 9,37 | 15,70 | 11,77 | 13,69 | 20,40 | 4,10 | 2,54 | 6,29 | 3,18 |
| 17 | Arbeitsverbrauch[5]) für die Förderleistungseinheit. . | Wh/tkm | 17,06 | 20,75 | 12,07 | 13,62 | 16,03 | 24,86 | 9,59 | 12,79 | 19,35 | 14,35 | 23,54 | 14,60 | 36,13 | 18,29 |
| 18 | Mittlerer Leistungsbedarf während der Fahrzeit. . | kW | 676,8 | 413,6 | 456,5 | 445,4 | 840,5 | 442,1 | 582,8 | 374,8 | 1002,3 | 771,8 | 193,0 | 126,4 | 262,0 | 187,8 |
| 19 | Mittlerer Leistungsbedarf je t Zuggewicht. . . . | kW/t | 1,19 | 1,10 | 0,47 | 0,46 | 1,05 | 1,17 | 0,36 | 0,41 | 1,45 | 0,54 | 1,10 | 0,73 | 1,50 | 1,08 |

[1]) Hiervon 22,5 t für elektrische Triebwagenausrüstung.
[2]) Belastungsänderung während der Hin- und Rückfahrt.
[3]) Auf Anhängelast treffender Teil des Triebwagens.
[4]) Ausschließlich Triebachsen des Triebwagens.
[5]) Am Stromabnehmer.

Beschlüsse. Versuche, die Dampfheizrohre als Heizkörper zu benützen unter Zwischenschaltung eines Umspanners mit dem Übersetzungsverhältnis 1000/10 Volt, konnten nicht weiter verfolgt werden, da sie sowohl in technischer als auch in wirtschaftlicher Hinsicht nicht befriedigten. Außer 20 Wagen mit Niederspannungsheizung sind alle übrigen mit Hochspannungsheizkörpern ausgerüstet. Bei einem Teil der im Ferndienst verwendeten Wagen war eine Regelung der Heizleistung vom Wageninnern aus nicht vorgesehen; dies führte zu Anständen mit den Fahrgästen, so daß sie nachträglich angebracht werden mußte. Die durchschnittlich mit 200 Watt/$m^3$ bemessene Heizleistung hat sich als ausreichend erwiesen.

Die Zahl der im Jahre an den Heizeinrichtungen und Kupplungen aufgetretenen Störungen betraf etwa 7 v. H. der Ende 1927 mit solchen Einrichtungen versehenen Wagen.

Der überwiegende Teil der Störungen bestand im Durchschlagen der Lamellen von Hochspannungsheizkörpern, bei der Niederspannungsheizung im Lockern von Befestigungsteilen und Verbindungen. Die Zahl der Störungen an den Heizkupplungen ist sehr klein; auch die Schalteinrichtungen haben sich bis jetzt im allgemeinen bewährt. Der Arbeitsverbrauch für die Zugheizung beträgt etwa 6 bis 8 Wh/tkm, bezogen auf das Gewicht der mit Heizeinrichtung versehenen Wagen und eine Heizspannung von 800 Volt. Für Personenzüge mit 75 km Höchstgeschwindigkeit kann als guter Durchschnitt etwa 4 Wh/Tonne Zuggewicht für überschlägige Rechnungen angenommen werden.

### e) Störungen.

Die im elektrischen Zugförderungsdienste aufgetretenen Unregelmäßigkeiten betrugen 1925 bis 1927 im Durchschnitt 113 je 1 Million Lokkm; hierbei sind auch jene mitgezählt, die ganz kurzzeitiger Natur waren und keine Auswirkung auf den Betrieb hatten. In mindestens 30 v. H. aller Fälle konnten die Verspätungen ganz oder im überwiegenden Maße wieder aufgeholt werden. Die Ursache der Unregelmäßigkeiten lag in 0,6 v. H. der Fälle in Störungen in den Kraftwerken und in der gleichen Höhe in Schäden der Oberspannungsübertragung; 3,0 v. H. waren durch Störungen in den Unterwerken, 41,6 v. H. durch solche an den Fahr- und Speiseleitungen, 54,2 v. H. durch solche an den elektrischen Triebfahrzeugen veranlaßt. Da in diesen Zahlen auch die Anlaufzeit für die Umstellung der einzelnen Strecken (Übersicht 1) und der Probedienst der elektrischen Triebfahrzeuge enthalten sind, können sie noch keinen einwandfreien Gradmesser für die Sicherheit des Betriebes darstellen.

### f) Personal.

In der Natur der elektrischen Betriebsform liegt es begründet, daß für einen „Heizer" kein Raum mehr ist auf einem elektrischen Triebfahrzeug. Selbst der Führer eines solchen ist von all den Aufgaben entlastet, welche ihm bei einer unabhängigen Zugkraft durch die Überwachung der Kraftquelle zufallen. Die Beobachtung der vor seinen Augen angebrachten elektrischen Meßeinrichtungen erfordert ganz geringe Mühe; er kann daher seine ganze Aufmerksamkeit der Zugbeförderung widmen. Die weder durch Rauchfahnen und Dampfschwaden noch durch den Kessel behinderte Sicht vom Führerstande aus gestattet einen völlig freien Ausblick über die Strecke, wodurch die Betriebssicherheit nicht unwesentlich gegenüber dem Dampfbetrieb erhöht ist. Letzteres wird — weil wirtschaftlich schwer zu erfassen — viel zu wenig gewürdigt; es kann aber kein Zweifel bestehen, daß eine Reihe schwerer, in den letzten Jahren vorgekommener Eisenbahnunglücke, die nicht wenigen Menschen das Leben kosteten, entweder ganz vermieden oder wenigstens in ihrer Auswirkung gemildert worden wären, wenn in den fraglichen Fällen die Zugbeförderung statt mit Dampf mit elektrischen Triebfahrzeugen abgewickelt worden wäre. Dem Führer ganz allein den Dienst auf dem Triebfahrzeug zu überlassen, wie dem Führer eines Kraftwagens, hinderte die Befürchtung, daß bei plötzlicher Dienstunfähigkeit des Führers der Zug gefährdet wird. Solch ein plötzliches Versagen des Lokomotivführers ist zwar bisher beim Dampfbetrieb äußerst selten beobachtet worden, jedoch nicht ausgeschlossen. Deshalb wurde neben dem Führer bei den bisherigen Umstellungen auf die neue Betriebsform ein Mann des Zugbegleitpersonals, in der Regel der Zugführer, auf das elektrische Triebfahrzeug gestellt; dieser ist soweit in der Bedienung der Einrichtungen des Triebfahrzeuges unterwiesen, daß er den Zug zum Halten bringen kann, wenn der Führer plötzlich dienstunfähig werden sollte. Nur bei Zügen über 75 km Höchstgeschwindigkeit (Schnellzügen) wird ein fachtechnischer Beimann eingesetzt, weil diese Züge in der Regel große Strecken ohne Aufenthalte durchfahren und eine Nachschau im Maschinenraum des Triebfahrzeuges während der Fahrt für nötig gehalten wird, ferner bei den kurzen Aufenthaltszeiten solcher Züge in den Stationen die Untersuchung des Laufwerkes durch einen zweiten Mann die Betriebssicherheit erhöht. Die Zahl dieser Züge, deren Triebfahrzeug mit einem technischen Beimann besetzt ist, beträgt zur Zeit etwa 6 v. H. im Sommer, im Winter 11 v. H. unter Einrechnung des Wärters für die übergangsweise beigestellten Heizkesselwagen. Die wirtschaftlichen Folgen dieser Maßnahme sind, wie im letzten Abschnitt gezeigt wird, sehr bedeutende, in manchen Fällen sogar ausschlaggebend für die Wertigkeit einer Strecke zur Umstellung auf die neue Betriebsform. Wird mit dem Fortschreiten der Ausrüstung des Wagenparkes für die elektrische Zugheizung in den Wintermonaten die Beigabe von Heizkesselwagen entbehrlich, so wird die Einsparung an Personal noch günstiger sich auswirken. Zur Zeit kann für 1000 Lokkm gerechnet werden mit Kopfzahl (E) = 0,55 × Kopfzahl (Dampf) = 0,55 × 0,067 = = 0,03685.

Die „Einfachmann"-Besetzung der elektrischen Triebfahrzeuge sowie die Verwendung von Zugbegleitpersonal auf der Lokomotive vollzog sich bisher im allgemeinen ohne Schwierigkeiten. Die Betriebssicherheit und der wirtschaftliche Erfolg wird noch erhöht werden, wenn — wie bei den Schweizer Bundesbahnen*) — die Triebfahrzeuge mit einer Sicherheitssteuerung versehen werden, welche bei Dienstunfähigkeit des Führers zur Wirkung kommt, indem selbsttätig der Hauptschalter ausgelöst und die Luftbremse betätigt wird. Der Einbau dieser Sicherung ist in Aussicht genommen; von der „Einfachmann"-Besetzung kann dann zur „einmännigen" Bedienung der Triebfahrzeuge übergegangen werden.

Außer auf den Stand des Fahrpersonals wirkte sich die elektrische Betriebsform auch auf die Kopfzahl der für die Lokomotivbehandlung (Betriebsarbeiter) erforderlichen Kräfte aus; bei diesen konnten 52 v. H. gegenüber dem Dampfbetrieb eingespart werden (1 Kopf auf 63000 Lokkm gegenüber 40000 beim Dampfbetrieb).

Auch der Krankenstand des Fahrpersonals ist beim elektrischen Betrieb geringer: in einem Beobachtungsabschnitt wurden 25 v. H. weniger Krankheitstage gezählt als beim Dampfbetrieb.

## VIII. Wirtschaftliches**).

### a) Anlagekosten.

Die bisherigen Aufwendungen für die von den Großwasserkräften mit Strom versorgten Strecken, einschließlich der Mittenwaldbahn und des Abschnittes Salzburg—Reichen-

*) Zentralblatt für elektrischen Zugbetrieb 1928, Märzheft. S. 89 bis 91.

**) Organ 1924, Heft 9/10, S. 237 bis 241.

hall, mit zusammen 667 km Länge, veranschaulicht Textabb. 41; hierbei sind die Ausgaben bis November 1923 entsprechend aufgewertet und die Kosten auf den in Textabb. 6 dargestellten Stand für die noch durchzuführenden Ergänzungen (Unterwerk Traunstein usw.) in die Gesamtaufwendungen mit einbezogen. Die Umstellungskosten betragen ohne den Aufwand für Beteiligung an den Herstellungskosten der Kraftwerke je km Strecke rund 165000 *ℛℳ*; hiervon treffen im Durchschnitt 40,7 v. H. auf die Triebfahrzeuge, 27,1 v. H. auf die Fahrleitungsanlagen einschließlich 15 kV-Speiseleitungen und einschließlich Ausrüstung der Fahrleitungsmeistereien, 8,8 v. H. auf die Unterwerke, 7,8 v. H. auf die Änderung der Fernmeldeeinrichtungen, 4,4 v. H. auf die Errichtung von Werkstätten und Schuppenanlagen, 2,5 v. H. auf den Umbau von Brücken und Überbauten, Änderung der Signaleinrichtungen und Starkstromanlagen, 2,2 v. H. auf die Einrichtung der elektrischen Zugheizung in dem vorhandenen Wagenpark. Die bisher für die Bereitstellung der Kraftquellen gemachten Ausgaben können in vollem Umfange nicht dem derzeit elektrisch betriebenen Netze angelastet werden, da die Werke, wie unter Abschnitt I ausgeführt, durch letzteres noch ganz ungenügend ausgenützt sind; in wenigen Jahren wird nach Vollendung des Ausbaues der Mittleren Isar und der hierdurch bewirkten Erhöhung der Kraftwerkkosten um rund 22 v. H. (siehe Textabb. 41 Buchstabe a) eine Strommenge zur Verfügung stehen, welche das Mehrfache der 1927 verbrauchten Arbeit beträgt und für den Betrieb eines rund 1100 km großen Netzes ausreichen wird. Auf dieses bezogen treffen dann an Kraftwerkkosten rund 28000 *ℛℳ* je km umgestellte Strecken, so daß die Gesamtumstellungskosten einschließlich der Kosten der Kraftwerke sich auf 165000 + 28000 = 193000 *ℛℳ* belaufen werden, gegenüber einem Aufwand je km umgestellte Strecke von 165000 + 40000 = 205000 *ℛℳ*, der sich errechnet, wenn die bis Ende 1927 angefallenen Kosten für die Kraftquellen auf das derzeit von ihnen versorgte Netz von 667 km bezogen werden. Dieser zusätzlichen Erhöhung der Anlagewerte infolge der Umstellung stehen gegenüber jene Kosten, die zu Lasten des Dampfbetriebes zu buchen sind, nämlich die Anlagewerte der Dampflokomotiven und ihrer Behandlungsanlagen, soweit sie beim elektrischen Betriebe entfallen. Diese Werte belaufen sich auf 61300 *ℛℳ*/km Betriebslänge, also nicht ganz auf ein Drittel der Umstellungskosten.

**b) Betriebskosten und Vergleich mit dem Dampfbetrieb.**

Auf den bisher umgestellten Strecken wurde der elektrische Betrieb in der Regel in Teilabschnitten von 40 bis 50 km schrittweise eingeführt und zu diesem Zwecke auf geeignet ausgewählten Bahnhöfen die Dampfzugkraft durch die elektrische Lokomotive ersetzt; in diesem Umspanndienst konnten die Schnellzüge in der Regel nur insoweit einbezogen werden, als sie in den Umspannstationen ohnehin fahrplanmäßig anzuhalten hatten. Während dieser Übergangszeit war demnach gemischter Betrieb nicht zu vermeiden. Diese Tatsache ist der genauen Erfassung der Kosten der elektrischen Betriebsform in gewissem Umfange hinderlich; doch konnten bereits Grundlagen gewonnen werden, die gestatten, die Jahreskosten des elektrischen Betriebes auf dem 667 km Betriebslänge umfassenden Netz mit einer Leistung von 4363 Mill. Btkm bei 13,77 Mill. Lok- und Triebwagenkm mit ziemlicher Sicherheit zu ermitteln und mit den Kosten in Vergleich zu setzen, die anfallen würden, wenn dieses Netz noch mit Dampf betrieben würde. In Textabb. 42 ist dieser Vergleich zeichnerisch dargestellt.

A) Elektrischer Betrieb.

1. Zugförderungsarbeit: Für das Jahr 1927 ergibt sich, wie bereits in Übersicht 4 gezeigt, auf Grund der von den Stromlieferern in Rechnung gestellten Strommengen ein durchschnittlicher Arbeitsverbrauch von 24,4 Wh/tkm einschließlich Zugheizung und der für Licht- und Kraftwerke verwendeten Mengen. Da eine Reihe von Linien mit nicht unbedeutendem Güterverkehr erst im Laufe des Jahres 1927 auf die elektrische Betriebsform umgestellt wurde (vergl. Übersicht 1), kann in Berücksichtigung dieses Umstandes auf Grund der Meßversuche der Jahresdurchschnittssatz des Arbeitsverbrauches für das 667 km große Netz mit 22 Wh/tkm ab Kraftwerk ohne Zugheizung und ohne Verbrauch für sonstige Zwecke angesetzt werden; dies ergibt einen Gesamtjahresverbrauch für die Zugbeförderung von 96 Mill. kWh, die nach dem Stromlieferungsvertrag mit 0,0172 *ℛℳ*/kWh von den Großwasserkräften in Rechnung

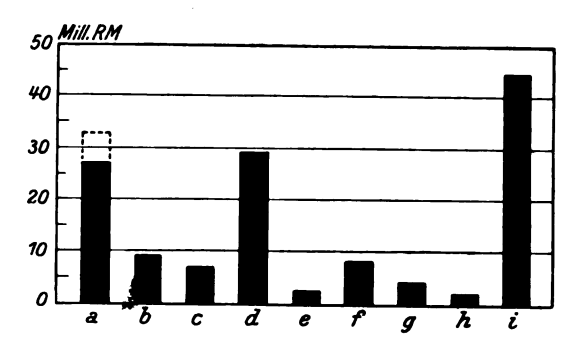



Abb. 41. Kosten der Umstellung auf die elektrische Betriebsform: a Kraftwerke; b Unterwerke; c Fernleitungen; d Fahrleitungen, Speiseleitungen, Fahrleitungsmeistereien; e Umbau von Brücken, Gleissenkungen, Umbau von Starkstromeinrichtungen; f Fernmeldeanlagen; g Werkstätten und Schuppen; h Zugheizung; i Triebfahrzeuge.

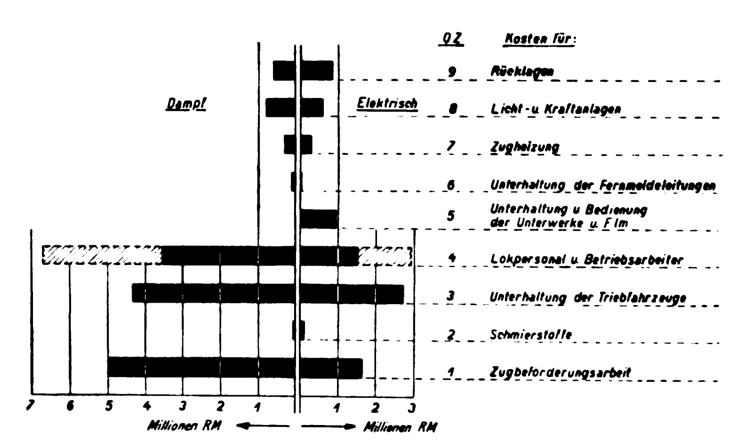



Abb. 42. Betriebsausgaben bei Dampf- und elektrischem Betrieb.

gestellt werden. In diesem Preise sind nicht bloß die Vergütung für die Verwaltung, Betriebsführung, Bedienung und Unterhaltung der Kraftwerke, sondern auch die Erneuerungsrücklagen für diese sowie eine Entschädigung für aushilfsweisen Wärmestrombezug enthalten.

2. Schmierstoffverbrauch: Nach den bisherigen Beobachtungen ist mit einem Verbrauch von Mineralöl von 21,6 kg und von Dynamoöl von 5,2 kg auf 1000 Lokkm zu rechnen; dieser Verbrauch liegt noch etwas höher als jener der Dampflokomotiven.

3. Unterhaltung der Triebfahrzeuge: Im Jahre 1927 sind 192,3 *ℛℳ* an Unterhaltungskosten auf 1000 Lokkm angefallen; mit einem Satz von 200 *ℛℳ*/1000 Lokkm dürfte in den nächsten Jahren zu rechnen sein.

4. Personal: Mit 293 Führern, 22 Begleitern und 88 Betriebsarbeitern kann nach den Diensteinteilern die Zugbeförderung durchgeführt werden, wobei ein Zuschlag von 10 v. H. für Urlaub und Krankheitstage inbegriffen ist.

5. Die Bedienung und Unterhaltung der Unterwerke, Fern-, Speise- und Fahrleitungen erfordert nach den bisherigen Erfahrungen einen Jahresaufwand von 1435 *RM* je km elektrisch betriebener Strecke.

6. Die Kosten der Unterhaltung der Fernmeldeanlagen sind mit 20 *RM* je km Streckenlänge angesetzt; sie sind für die Wirtschaftsrechnung belanglos, wie Textabb. 42 zeigt.

7. Die Ausgaben für Zugheizung sind unter Berücksichtigung der teilweisen Dampfvorheizung, der elektrischen Vorheizung und des Mitführens von Heizkesselwagen, soweit letzteres nötig, festgestellt; sie sind ein geringes höher als beim Dampfbetrieb.

8. Da ein Teil der vorhandenen Licht- und Kraftanlagen an die Fahrleitung angeschlossen ist, entweder unmittelbar an Wechselstrom von $16^2/_3$ Hertz oder mit Hilfe von Umformern ist beim Vergleiche die wirtschaftliche Auswirkung dieser Maßnahme zu berücksichtigen.

9. Bei Festsetzung der Rücklagen für bauliche Anlagen und verkabelte Leitungen ist eine Lebensdauer von 50 Jahren, für andere Leitungsanlagen eine solche von 40 Jahren, für sonstige elektrische Einrichtungen und Triebfahrzeuge eine solche von 25 Jahren unter Berücksichtigung eines entsprechenden Altstoffwertes angenommen.

Nach diesen Ansätzen (Ziff. 1 bis 9) ergibt sich je Lokkm ein Aufwand von 0,636 *RM* und je tkm ein solcher von 0,2 *Rpf* hierbei sind die in Textabb. 42 O.Z. 4 angedeuteten Zuschläge zu den Personalkosten des Zugförderungsdienstes (Pensionen, Versicherung usw.) nicht in Rechnung gestellt.

B) Dampfbetrieb.

1. Zugförderungsarbeit: Nach den Betriebsergebnissen für 1927 wurden im Bereich der Gruppenverwaltung Bayern für je 1000 Lokkm durchschnittlich 11,83 t Kohle (Reichsdurchschnitt 12,735 t/1000 Lokkm) verbraucht; die Fahrleistung erhöht sich gegenüber dem elektrischen Betrieb um etwa 4,7 v. H. auf 14,42 Millionen Lokkm. Dieser Fahrleistung entspräche nach dem angeführten Durchschnittssatze ein jährlicher Kohlenverbrauch von $14{,}42 \cdot 10^2 \cdot \frac{11{,}83}{103} =$ = rund 170000 t. Da in dieser Menge der Verbrauch für die Zugheizung inbegriffen ist, muß die ermittelte Jahreskohlenmenge für das 667 km umfassende Netz ermäßigt werden. Es soll nur ein Jahresverbrauch von 150000 t (d. i. 10,4 t/1000 Lokkm = 88 v. H. des Durchschnittssatzes) in Rechnung gesetzt werden. Hierbei sei ausdrücklich darauf hingewiesen, daß der Vergleich auf Grund der bisherigen Betriebsergebnisse mit den zur Zeit vorhandenen Dampflokomotiven geführt werden soll, nicht unter Zuhilfenahme des Ergebnisses einzelner Versuchsfahrten mit nur in geringer Zahl zur Zeit vorhandenen neubeschafften Dampflokomotiven, deren größere Wirtschaftlichkeit hinsichtlich des Kohlenverbrauches gegenüber solchen früherer Bauart als erwiesen anzunehmen ist. Nach den bisherigen Erfahrungen kann 1 kWh Verbrauch ab Kraftwerk gleich 1,4 kg Kohlenverbrauch der Dampflokomotive gesetzt werden; hierbei sind jedoch die Vergleichsgrundlagen nicht die nämlichen, weil die elektrischen Züge viel kürzere Fahrzeiten haben, der Kohlenverbrauch mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit, besonders auf den Rampen, jedoch rasch ansteigt. Wird letzteres dadurch berücksichtigt, daß statt des Gleichwertes 1,4 ein solcher von 1,56 kg eingesetzt wird, so ergibt sich, wie oben, für die gesamte Förderleistung von 4363 Millionen Btkm des betrachteten Netzes ein Kohlenverbrauch von $96 \cdot 10^6$ kWh × × 1,56 = rund 150000 t. Die Kosten der Kohle frei Tender betragen 29 *RM*/t*); hierzu ist noch für den Vergleich der Aufwand zu rechnen, der durch Bereitstellung, Unterhaltung und Erneuerung der für die Verfrachtung der Kohlenmengen erforderlichen Güterwagen, ferner für die Verzinsung des vorzuhaltenden Kohlenvorrats erwächst; diese Kosten errechnen sich zu 2,50 *RM*/t.

*) Preissteigerung ab Mai 1928 um 2,20 *RM*/t hierin nicht inbegriffen.

Die Ausgaben für Wasser, Anheizstoffe, Beleuchtung der Lokomotiven sind mit 1,55 *Rpf*/Lokkm anzunehmen.

2. Schmierstoffverbrauch: Nach den bisherigen Erfahrungen erwachsen hierfür 0,56 *Rpf*/Lokkm.

3. Unterhaltung der Dampflokomotiven: Kosten 300 *RM*/1000 Lokkm (Reichsdurchschnitt).

4. Personal: Nach den Diensteinteilern wären erforderlich: 383 Führer, 383 Heizer, 242 Betriebsarbeiter, zusammen: 1008 Köpfe, inbegriffen ein Zuschlag von 10 v. H. für Kranke und Beurlaubte.

5. Kosten für Bedienung und Unterhaltung elektrischer Zugförderungseinrichtungen entfallen.

6. Die Unterhaltung der Fernmelde-Freileitungen sind mit rund 180 *RM*/Jahr je km Strecke (667 km) angesetzt.

7. Zugheizung: Die Kosten sind etwas geringer als beim elektrischen Betrieb.

8. Der Aufwand für Licht- und Kraftanlagen ist um etwa 25 v. H. größer als beim elektrischen Betrieb, weil höhere Strompreise als bei Verwertung des Bahnstromes gezahlt werden müssen.

9. Beim Dampfbetrieb wären etwa 30 v. H. mehr Zugkräfte erforderlich als beim elektrischen Betrieb; die Rücklagensätze bewegen sich in gleicher Höhe wie bei letzterem; der Altstoffwert ist um die Hälfte geringer angesetzt.

Nach den gemachten Ansätzen (Ziff. 1 bis 9) ergibt sich für die Fahrleistung ein Aufwand von 1,02 *RM*/Lokkm und für die Förderleistung ein solcher von 0,34 *Rpf*/tkm, wobei Zuschläge für Personalkosten auch in diesem Falle außer Ansatz geblieben sind. Die Ausgaben sind demnach beim Dampfbetrieb, auf die Fahrleistung bezogen, um 62%, auf die Förderleistung bezogen, um 70% höher als beim elektrischen Betrieb, wenn die Verzinsung der Anlagekosten für beide Betriebsformen zunächst unberücksichtigt bleibt. Auf den km elektrisch betriebener Strecken treffen 8900.— *RM* weniger Jahresausgaben für die oben unter Ziff. 1 bis 9 angeführten Posten als beim Dampfbetrieb. Da nun die Umstellungskosten je km Betriebslänge nach dem unter Abschnitt VIIIa) Gesagten einschließlich des Aufwandes für die Kraftwerke 193000 *RM* betragen, errechnet sich hieraus eine Verzinsung dieser Umstellungskosten von 4,6 v. H. Werden Zuschläge für allgemeine Unkosten zu den Personalausgaben in der üblichen in Textabb. 42 angedeuteten Höhe gemacht, so steigt die Verzinsung auf 5,86 v. H. und werden weiter die dem Dampfbetrieb anzulastenden Verzinsungen für entbehrliche Anlagewerte (4250 *RM* je km Betriebslänge) berücksichtigt, so steigt die Verzinsung der Umstellungskosten auf 8,2 v. H.

In welcher Weise auf Grund der bisherigen Betriebserfahrungen die der technischen Umstellung folgende Verschiebung in der Wirtschaft sich auswirkt, zeigt nachstehende Gegenüberstellung (Übersicht 13), in der die Betriebsausgaben — ausgeschieden nach veränderlichen und festen Kosten — jeweils für jeden Ausgabeposten des Dampfbetriebes gleich 1 gesetzt sind, wodurch das Verhältnis der Ausgaben beim elektrischen Betrieb zu jenen beim Dampfbetrieb, d. i. der wirtschaftliche Umstellungsfaktor erhalten wird.

Die Übersicht zeigt, in welchem Grade veränderliche Ausgaben in feste Kosten durch die Umstellung der Betriebsform verwandelt werden. Während beim Dampfbetrieb die Wegkosten 79 v. H., die Zeitkosten 21 v. H. der Gesamtausgaben ausmachen, sinken beim elektrischen Betriebe die ersteren auf 37 v. H. entsprechend einer wirtschaftlichen

Übersicht 13.

| | Ausgaben für | Wirtschaftlicher Umstellungsfaktor | Vomhundertsatz der Gesamtkosten beim Dampf- Betrieb | elektr. Betrieb |
|---|---|---|---|---|
| | a) Veränderliche Kosten: | | | |
| 1 | Zugförderungsarbeit . . | 0,326 | 23,84 | 7,76 |
| 2 | Schmierstoffe. . . . . . | 1,199 | 0,39 | 0,47 |
| 3 | Unterhaltung der Triebfahrzeuge . . . . . . | 0,637 | 20,84 | 13,27 |
| 4 | Personal (mit allgemein. Unkosten) . . . . . . | 0,442 | 32,40 | 14,32 |
| 5 | Zugheizung . . . . . . | 1,008 | 1,44 | 1,45 |
| 1—5 | zus. veränderl. Kosten | 0,472 | 78,91 | 37,27 |
| | b) Feste Kosten: | | | |
| 6 | Bedienung, Betrieb und Unterhaltung d. Unterwerke, Leitungsanlag., Fernmeldeleitungen, Starkstromanlagen . . | 1,785 | 4,37 | 7,80 |
| 7 | Rücklagen für Wiederbeschaffung . . . . . | 1,449 | 2,86 | 4,15 |
| 8 | Zinsendienst . . . . . . | 3,664 | 13,86 | 50,78 |
| 6—8 | Feste Kosten. . . . . . | 2,974 | 21,09 | 62,73 |
| 1—5 | Veränderliche Kosten . . | 0,472 | 78,91 | 37,27 |
| | | | 100% | 100% |

Verschiebungsziffer von 0,47; die festen Kosten des elektrischen Betriebes steigen auf 63 v. H. der Gesamtkosten an, also auf nahezu das Dreifache der Zeitkosten des Dampfbetriebes.

In der geschilderten wirtschaftlichen Verschiebung liegt ein viel zu wenig hervorgehobener und beachteter Vorteil der elektrischen Betriebsform. Denn es ist ein allgemein gültiges wirtschaftliches Grundgesetz, daß von zwei Betriebsformen bei steigender Ausnützung der geschaffenen Anlagen jener Betrieb am günstigsten arbeitet, in dem die veränderlichen Kosten am geringsten sind. Eine so bedeutende Mittel festlegende Umstellung wie die Einführung des elektrischen Betriebes, deren vollständige Durchführung nach den durch die Kraftquellen gezogenen Grenzen mehr als ein Jahrzehnt erfordert, muß daher nicht zuletzt in ihrer wirtschaftlichen Auswirkung auf weite Sicht beurteilt werden. Geschieht letzteres, dann werden gegenüber den bei Verkehrssteigerungen durch die neue Betriebsform zu erwartenden wirtschaftlichen Vorteilen alle mehr oder minder berechtigten Bemängelungen der in den Vergleichen mit einer noch nicht vorhandenen oder nicht mehr bestehenden Betriebsform gemachten Ansätze zurücktreten müssen.

**Schlußwort.**

Daß eine in ihren Folgen so bedeutend sich auswirkende Maßnahme wie die Einführung des elektrischen Betriebes auf einem großen Netze sowohl in technischen wie in wirtschaftlichen Kreisen auch Gegner findet, ist erklärlich. Wer die Entwicklung von Technik und Wirtschaft kennt, weiß, daß der geistige Kampf nicht ein Übel, sondern ein unbedingt nötiges Mittel ist, um von jeder Neuerung nicht bloß die Vorzüge, sondern auch die Schwächen in voller Klarheit herauszustellen. Die letzteren wurden — soweit sie bisher erkannt sind — im vorstehenden auf Grund der vorliegenden Betriebserfahrungen ohne jede Beschönigung bekannt gegeben. Sie beruhen im wesentlichen auf den Folgen des Verlustes der Freizügigkeit der Zugkraft. Die hierfür eingetauschte Abhängigkeit von der Kraftübertragung, die zu meistern zu den ersten Aufgaben der Elektrotechnik gehört, ist zweifellos ein Nachteil, mit dem die Vorzüge der elektrischen Betriebsform erkauft werden müssen. Diese Vorteile im einzelnen darzulegen, erübrigt, da sie schon wiederholt einläßlich im Schrifttum behandelt wurden. Bei Straßenbahnen, Hoch- und Untergrundbahnen, Städteverbindungsbahnen, zum Teil auch im Überlandverkehr, sind sie auf der ganzen Welt unbestritten anerkannt. Die elektrische Betriebsform beherrscht deshalb auch fast ausnahmslos diese im wesentlichen durch kleine Zugeinheiten gekennzeichnete Arten von Bahnen trotz der auch bei diesen bestehenden Nachteile der Kraftübertragung. Daß die letztere bei Vollbahnen, die im allgemeinen schwere Zugeinheiten zu bewältigen haben, sich technisch so ungünstig auswirken sollte, daß die elektrische Betriebsform auch dann zurückstehen müßte, wenn die wirtschaftlichen Voraussetzungen für sie gegeben sind, ist nicht anzunehmen. Der von der Reichsbahngesellschaft in Südbayern gemachte Großversuch wird innerhalb des nächsten Jahrzehntes klar vor Augen stellen, ob die derzeitigen Vorkämpfer der neuen Betriebsform oder deren Gegner sich getäuscht haben. Denn auch in Technik und Wirtschaft kann sich wie im Leben der einzelnen Menschen nur das auf die Dauer durchsetzen und halten, was auf ganz einwandfreier Grundlage aufgebaut ist.

## Gleichstrom-Schnellzuglokomotiven von 5400 PS.

Die Bahngesellschaft Paris-Lyon-Méditerranée hat im Jahre 1925 auf einem kurzen Stück der Zufahrtlinie zum Mont Cenis einen elektrischen Probebetrieb eröffnet. Um sich über die Frage der geeignetsten Schnellzuglokomotiven Klarheit zu verschaffen, wurden damals vier verschiedene Probeschnellzuglokomotiven bestellt. Von diesen zeigte sich die Oerlikon-Lokomotive mit Einzelachsantrieb, Bauart 2 $B_0$-$B_0$ 2, den anderen derart überlegen, daß die erste Serie der zur Durchführung der Elektrisierung notwendigen Schnellzuglokomotiven im elektrischen Teil der Société Oerlikon in Paris übergeben wurde, während den Bau des mechanischen Teils die Société de Construction des Batignolles übernahm.

Da sich die Notwendigkeit größerer Leistung als die der Probelokomotive ergab, erhalten die im Bau befindlichen Lokomotiven zweimal drei Triebachsen und erhöhte Leistung je Triebachse. Bei diesen 2 $C_0$-$C_0$ 2 Lokomotiven wird jede der sechs Triebachsen von einem Doppelmotor durch den Einzelachsantrieb „Oerlikon" angetrieben. Dieser Antrieb ist von der Probelokomotive unverändert übernommen. Die Doppelmotoren leisten bei 1350 Volt zugeführter Spannung je 800 PS bei 72 km/h; bei der vollen Spannung von 1500 Volt beträgt die Stundenleistung eines Doppelmotors 900 PS, folglich die der Lokomotive 5400 PS, was alle bisher erreichten Lokomotivleistungen erheblich übertreffen wird.

Der zulässige Achsdruck ist 18 t, die Höchstgeschwindigkeit 130 km/h. Das Gewicht beträgt 156 t, somit für die PS-Stundenleistung 28,9 kg/PS, was von Lokomotiven ähnlicher Bauart und Leistung wohl kaum unterboten werden wird.

Die Steuerung geschieht wie bei allen neuzeitlichen Oerlikon-Gleichstrom-Lokomotiven mittels elektropneumatisch gesteuerter Einzelhüpfer. Die Kompressor- und Ventilatorgruppen, sowie die Führerstandsheizung sind an die Fahrdrahtspannung von 1500 Volt mittels elektropneumatischer Betätigung angeschlossen, die übrigen Nebenstromkreise an die Niederspannung von 60 Volt. Pp.

(Schweizerische Bauzeitung 1928, Nr. 2.)

# Elektrische Versuchslokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Von Dipl.-Ing. **Tetzlaff**, Reichsbahnoberrat, Berlin.

Es könnte vielleicht als Modesache erscheinen, daß bei fast allen Eisenbahnunternehmungen der Welt das Bestreben zu erkennen ist, bei elektrischen Lokomotiven an Stelle des vielfach ausgeführten Stangenantriebes zwischen Motor und Treibachsen den Einzelachsantrieb mit ausschließlich umlaufenden Bestandteilen zu setzen; dennoch sprechen triftige Überlegungen für diese Entwicklung. Daß man sie an so vielen Orten wiederfindet, spricht für die Richtigkeit dieser Erwägung. Die Übertragung der Motorleistung mittels Kurbelgetriebes auf die Räder steht bei europäischen elektrischen Lokomotiven aus den Anfangsjahren des elektrischen Vollbahnbetriebes im Vordergrund. (Schweiz, Italien, Frankreich, Deutschland, Österreich, Schweden, Norwegen, Ungarn und andere Länder.) Geringere Verbreitung dieses Getriebes findet sich in Amerika, wo man von Anfang an mehr danach trachtete, die Motoren ohne jede Übersetzung oder nur durch Zahnräder mit den Treibachsen zu verbinden. Die Einführung des Einphasen-Wechselstromes ging Hand in Hand mit einer Zusammenziehung der Leistung in möglichst wenige Motoren, weil dadurch spezifisch leichtere und billigere Ausrüstungen zu erzielen waren. Am ausgeprägtesten finden wir diesen Grundsatz in der 2 D 1-Lokomotive der Deutschen Reichsbahn verwirklicht, die für ihre vier Treibachsen einen einzigen großen Motor von etwa 3000 PS Stundenleistung aufweist, der auf zwei Blindwellen wirkt und dessen Abmessungen lediglich durch die vorgeschriebenen größten Baumaße der Eisenbahnfahrzeuge begrenzt waren. Der Lokomotivkonstrukteur griff auch im Zusammenhang mit dem Elektromotor gern zu dem ihm vertrauten Stangenantrieb und nur durch dieses Getriebe ließ sich die erforderliche hohe Lage der Motorwelle, die bei so großen Leistungen gegeben ist, sowie die wirtschaftlich als vorteilhaft befundene Zusammenziehung der Motorleistung durchführen.

Daß man sich in der Annahme, dieses Getriebe zu beherrschen, etwas getäuscht hatte, stellte sich bald heraus. Es ist wohl bekannt, daß die elektrischen Lokomotiven mit Stangengetriebe, besonders sobald mehrere Motoren miteinander gekuppelt wurden, Resonanzschwingungen des Getriebes und gleichzeitig des ganzen Lokomotivaufbaues zeigten, die anfänglich heftigste Zerstörungen zur Folge hatten. Das genaue mechanisch-mathematische Studium dieser Erscheinungen, bei dem sich besonders der leider so früh verstorbene Direktor der Brown, Boveri & Cie., A.-G. in Mannheim, Dr. Jng. Wichert, Verdienste erworben hat, gaben dem Lokomotivbauer zwar bald Mittel an die Hand, diese Erscheinungen soweit zu beseitigen, daß diese Lokomotiven heutzutage als vollkommen betriebssicher gelten können. Immerhin haften aber dem Stangenantrieb Eigenschaften an, die dem Fachingenieur das Suchen nach besseren, einfacheren Lösungen nahelegten.

Im allgemeinen ist der ruhige Lauf des Stangentriebwerkes nur durch äußerst genaue Einstellung des Triebwerks in bezug auf Stangenstichmaße, Kurbelhalbmesser, Kurbelwinkel usw. sicherzustellen. Diese Arbeiten erfordern in den Betriebswerken gut geschulte Mannschaften und in den Herstellungswerken wie auch im Betriebe genaueste Meßverfahren. Die große Überlastbarkeit des Elektromotors hat sehr hohe Beanspruchungen des Triebwerkes zur Folge, so daß auch die Abnutzung der Kurbelzapfen und Stangenlager eine Rolle spielte, wie man sie im Dampflokomotivbetrieb bisher nicht zu beobachten gewöhnt war. Zugunsten des Stangengetriebes der elektrischen Lokomotive sei aber erwähnt, daß bei richtiger Einstellung und dann nahezu schüttelfrei laufendem Getriebe die Abnutzungen sich nicht wesentlich über das im Dampflokomotivbau tatsächlich vorkommende, dort aber weniger unangenehm empfundene Maß steigern, und daß die Abnutzung als solche, selbst wenn sie mehrere Millimeter im Lagerschalendurchmesser beträgt, keine Schüttelschwingungen zur Folge hat, solange sich nicht dadurch die oben erwähnten, genau einzuhaltenden Maße ändern. Weiter wird den elektrischen Lokomotiven mit Kurbelbetrieb hoher Ölverbrauch nachgesagt. Es ist erklärlich, daß Lager, die infolge hoher Beanspruchung sich rasch abnutzen, auch beträchtliche Ölverluste zeigen. Hierzu kam, daß man bei den übersetzungslos arbeitenden Großmotoren aus elektrotechnischen Gründen ziemlich hohe Umlaufzahlen wählte, d. h. also auch verhältnismäßig kleine Treibräder, und daß hierdurch Fliehkraftbeanspruchungen und Abspritzen des Öls in hohem Grade auftraten.

Bei Ausführung großer elektrischer Lokomotiven mit Einzelachsantrieb erwuchs dem Wechselstromtechniker der Nachteil, daß er die Motorleistung unterteilen mußte, und daher für die Leistungseinheit schwerere und kostspieligere Motoren erhielt. Die Zusammenhänge in dieser Beziehung sind jedoch nicht so einfach, wie man ursprünglich annahm und es wurde hauptsächlich seitens der Ingenieure bei Brown, Boveri & Cie. und bei den Bergmann-Elektricitäts-Werken sowie auch bei schweizerischen Elektrizitätsunternehmungen rechnerisch nachgewiesen, daß man durch geeignete Wahl der Leistungsgröße je Motor einen gewissen günstigsten Wert erzielen könnte. Auf diesem Wege sowie durch die Vervollkommnung der Wechselstrommotoren in den letzten Jahren gewann der Antrieb durch mehrere Einzelmotoren immer mehr Aussicht, dem Großmotorantrieb wirtschaftlich ebenbürtig zu werden. Es darf in diesem Zusammenhange nicht unerwähnt bleiben, daß durch Steigerung der Umlaufzahl und Verbesserung der Kühlung bei neuzeitlichen Bahnmotoren außerordentliche Fortschritte in ihrer spezifischen Leistung (bezogen auf das Gewicht und zum Teil auch auf den Preis) erzielt worden sind, größere als man in den ersten Jahren des Wechselstrombahnbetriebes durch kunstvolle Schaltungen der Motoren verwirklicht hatte.

Lief also demnach die Entwicklung des Einzelachsantriebes auf eine spezifische Verbilligung und Gewichtsersparnis hinaus, so zeigten sich auch bezüglich des Werkstättendienstes mehr und mehr Vorzüge. Das Ersatzlager an Motoren und Teilen zu solchen wird geringer je größer die Anzahl gleichartiger Motoren wird. Der Ersatz eines beschädigten Motors und auch die Ausbesserung eines solchen wird bei kleineren Einheiten unvergleichlich günstiger als bei großen, sowohl der Zeit als auch den Kosten nach. Der Fortfall jeglicher Kurbeln und Stangen vereinfacht das Triebwerk und seine Unterhaltung wesentlich und verringert auch den Schmierstoffverbrauch. Es besteht die Möglichkeit, ölsparende Lager (Rollenlager) zu verwenden, die Achslager ähnlich den Wagenachsbuchsen außerhalb der Räder anzuordnen, sie gegen Ölverluste dicht abzuschließen und daher Dauerschmierungen einzuführen. Außerdem entfallen alle oben gestreiften Erscheinungen, die aus pulsierenden Triebwerkskräften entstehen. Auch elektrotechnisch bot die Vermehrung der Motorzahl Ersparnismöglichkeiten, indem mehrere Motoren in Reihe geschaltet werden konnten, wodurch höhere Spannungen und geringere Stromstärken in der Lokomotive fortzuleiten sind und man also mit kleineren

Kupferquerschnitten auskommt. Gleichzeitig lassen sich die Steuerungseinrichtungen für diese kleineren Ströme zuverlässiger und kleiner ausführen.

Allerdings sind mit dem Einzelachsantrieb auch gewisse Nachteile gegenüber dem Stangengetriebe in Kauf zu nehmen. Die Auswahl der Motorgröße konnte bei der Lokomotive mit gekuppelten Achsen zu größerer Einheitlichkeit der Motoren durchgeführt werden. Man kann schnell und langsam fahrende Lokomotiven mit ein und demselben Motor betreiben, wenn man die Zahnradübersetzung und entsprechend die Anzahl der von einem Motor angetriebenen Achsen verändert. Als Beispiel seien hier die für das bayerische Netz der Reichsbahn mit großem Erfolg durchgebildeten 2 B B 2, C + C und C-Lokomotiven erwähnt, die sämtlich mit demselben Motor ausgerüstet sind, so daß der Betrieb und der Einkauf mit einer großen Anzahl vollständig übereinstimmender Motoren in wirtschaftlichster Weise arbeiten kann. Dem Einzelachsantrieb sind hier engere Grenzen gezogen. Bei Übertragung eines Motors von einer Schnellzuglokomotive auf eine Güterzuglokomotive kann zwar die Zahnradübersetzung in ausreichendem Maße dem Bedürfnis nachfolgen, nicht aber die für einen Motor bei Einzelantrieb zur Verfügung stehende Schienenreibung. Bei begrenzten Achsdrücken, die man auf jeden Fall möglichst auszunutzen bestrebt ist, kann das zunehmende Treibachsdrehmoment, welches die zunehmende Übersetzung hergibt, nicht mehr durch die Schienenreibung bewältigt werden, es sei denn, daß man den Motor mit geringeren Spannungen speiste und ihn also bezüglich Drehmoment und Leistung nicht voll ausnutzt. Unter gewissen Umständen kann dies immer noch wirtschaftlich sein, besonders für kleinere Betriebe, die für ihre verschiedenen Lokomotivgattungen aus Beschaffungs- und Werkstattsgründen nicht mehrere verschiedene Motoren in Kauf nehmen wollen. Bei größeren Betrieben wird man aber meistens stets mindestens zwei Motorgrößen vorsehen, die mit entsprechenden Übersetzungen (beispielsweise zwei für jede Motorgattung) allen Bedürfnissen an die Geschwindigkeit und Zugkraft der verschiedenen Lokomotivgattungen gerecht werden. Bahnunternehmungen von dem Ausmaß der Reichsbahn werden also über diese Eigenschaft des Einzelachsantriebes leicht hinwegkommen.

Schwieriger dürfte man sich damit abfinden, daß die Schienenreibung beim Stangenantrieb im allgemeinen eine höhere Ausnutzung zuläßt als beim Einzelantrieb. Bei gleichbleibender Achsbelastung wird es zwar praktisch nicht viel ausmachen, ob ein gegebenes Drehmoment je Achse mit oder ohne Kupplung dieser Achsen ausgeübt wird. Die Verhältnisse liegen bei der elektrischen Lokomotive hierin etwas günstiger als bei der Dampflokomotive, denn diese arbeitet mit einem schwankenden Drehmoment, während die elektrische Lokomotive ein gleichbleibendes Drehmoment ausübt. Die Zugkraftsprünge, die sich aus der Stufensteuerung elektrischer Lokomotiven ergeben, lassen sich durch die Wahl der Stufenzahl dem Bedürfnis anpassen und die Drehmomentschwankungen infolge der Periodenzahl des Wechselstromes wirken sich praktisch auf die Schienenreibung nicht aus. Es gibt außerdem bestbewährte Lokomotivsteuerungen, welche die Zugkraft nahezu stufenlos ansteigen lassen. Unangenehm ist jedoch beim Einzelantrieb die Entlastung einzelner Achsen durch das Drehmoment, welches die Zughakenkraft in Verbindung mit der Radumfangskraft auf den Lokomotivrahmen ausübt und welches ein Aufkippen des ganzen Fahrgestelles in der Fahrrichtung zur Folge hat. Da man nun im allgemeinen die Motorspannung für sämtliche Motoren gleichmäßig ansteigen läßt und dementsprechend auch das Drehmoment, ist für dessen Höchstgrenze die Schienenreibung der am stärksten entlasteten, d. h. der vordersten Treibachse, maßgebend, andernfalls die erste Achse schleudern würde. Die hierdurch gegebene Einschränkung der Spitzenzugkraft kann je nach dem Rahmenbau und der Unterteilung der in gemeinsamem Rahmen zusammengefaßten Fahrgestelle mehr als ein Zehntel ausmachen. Je länger der Rahmen ist, desto geringer ist diese Zugkrafteinschränkung. Bei Lokomotiven mit mehreren kürzeren Triebgestellen kann man durch Verwendung für diesen Zweck geschaffener Ausgleichkupplungen die Entlastung der führenden Treibachse ebenfalls verringern, so daß man bei gleichzeitiger geeigneter Anordnung der Achsstände und Rahmenlängen auf Entlastungswerte von drei bis vier Prozent ja, noch weniger, herunterkommen kann.

Trotzdem gibt es Fälle, bei denen der Einzelantrieb den Kuppelstangenantrieb kaum wird ersetzen können, nämlich dann, wenn bei genauester Innehaltung eines vorgeschriebenen Achsdruckes die äußerste Reibungszugkraft herausgeholt werden muß, und man selbst auf die erwähnten geringen Fehlbeträge durch Achsentlastung nicht verzichten kann. Durch Kupplung der Treibachsen muß dann die erhöhte Belastung der hinteren Treibachsen die Entlastung der vorderen Achsen ausgleichen. Dieser Fall lag, wie hier erwähnt sei, bei der Reichsbahn vor, als man kürzlich für die schlesischen Gebirgsstrecken sich entschloß, die C + C-Lokomotive mit Stangenantrieb beizubehalten und nicht durch eine $C_0 + C_0$ oder 1 $C_0 + C_0$ 1-Lokomotive zu ersetzen.

Die vorstehenden allgemeinen Betrachtungen gelten für alle Bauarten der Einzelachsantriebe. Die Betrachtungen über die Achsentlastung sind besonders bei Antrieb durch Tatzenmotoren (wie bei Straßenbahnwagen) zu beachten, da hier außer dem Aufkippen des Rahmens infolge der Zughakenkraft auch noch das Anheben der Treibachsen durch die Motorzahnräder eine Rolle spielen kann. Welche Art des Zahnradantriebes für eine gegebene Lokomotivgattung oder für ganze Bauartreihen gewählt wird, muß von einer Reihe weiterer Gesichtspunkte aus beurteilt werden. Die verschiedenen Bauformen des Einzelantriebes, die in den verschiedenen Weltteilen entwickelt worden sind, weisen Eigenarten auf, die unter verschiedenen Verhältnissen auch verschieden beurteilt werden müssen, und es gab wohl bis in die neueste Zeit hinein noch keinen Einzelantrieb, dem man nicht neben Vorzügen auch Nachteile nachgesagt hätte. Als die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft auf Grund der oben dargelegten Erwägungen der Prüfung näher trat, inwieweit sich Einzelachsantriebe für ihre elektrischen Lokomotiven eignen, mußte sie also die in Betracht kommenden Bauformen zunächst unter ihren eigenen Gesichtspunkten vergleichen. Bekanntlich ist unter solchen Verhältnissen der praktische Versuch das beste Mittel, sich Klarheit zu verschaffen. Die Reichsbahn entschloß sich daher im Jahre 1924 eine gewisse, kleine Anzahl elektrischer Lokomotiven (5) als Versuchsfahrzeuge für Einzelantriebe zu behandeln und stellte der deutschen Industrie zunächst frei, beliebige Bauarten vorzuschlagen, seien es ältere bekannte oder nach eigenen Gedanken neu entwickelte. Die Anregung wurde mit großem Eifer aufgegriffen und es dauerte rund zwei Jahre, bis unter allen Vorschlägen die geeignetsten soweit vorbearbeitet und geprüft waren, daß man sie in Form von Versuchsfahrzeugen verwirklichen konnte. An dieser Entwicklung beteiligten sich unter Mitwirkung der Reichsbahn die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, die Siemens-Schuckert-Werke und die Bergmann-Elektricitäts-Werke bezüglich des elektrischen Teiles, die erst genannte auch bezüglich des Fahrzeugteiles. Dazu kamen Entwicklungsarbeiten der Linke-Hoffmann-Werke und der A. Borsig G. m. b. H. Es seien nun die einzelnen Bauarten dieser Versuchslokomotiven in ihren wesentlichsten Punkten und, soweit bemerkenswert, auch in ihrer Vorgeschichte behandelt. Die 1 $D_0$ 1-Lokomotive von Brown, Boverie & Cie. mit Buchli-Antrieb ist hier nicht behandelt, da solche Loko-

motiven bereits in Deutschland und der Schweiz zahlreich betrieben werden und nicht als Versuchsfahrzeuge mehr gelten können.

A.

Die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft entwickelte eine Schnellzuglokomotive E 2101 (Abb. 1) für das Leistungsprogramm der für den elektrischen Betrieb in Aussicht genommenen Hauptbahn Breslau—Liegnitz—Kohlfurt—Görlitz. Dieser Leistungsplan war auch für die anderen Versuchslokomotiven der Bergmann-Werke und der Siemens-Schuckert-Werke maßgebend. Er umfaßt in der Hauptsache folgende Leistungen:

1. Schnellzugdienst auf der zunächst in Betracht gezogenen Flachlandstrecke Breslau-Liegnitz, im Sommer 600 t Anhängelast, im Winter 630 t (Heizkesselwagen) mit 95 km/h Durchschnittsgeschwindigkeit ohne Aufenthalt zwischen den letztgenannten Endpunkten (Höchstgeschwindigkeit 110 km/h). Bei 15 Minuten Wendezeit an den Endpunkten soll diese Leistung dauernd ohne Überschreitung der nach den Reichsbahnvorschriften zulässigen Erwärmungen ausgeführt werden. Diese Erwärmungen entsprechen den Regeln des Verbandes deutscher Elektrotechniker für ortsfeste elektrische Maschinen, mit Ausnahme der Kollektortemperatur, für welche die Reichsbahn etwas höhere Werte zuließ.

2. Personenzugdienst mit einer Anhängelast von 500 t im Sommer und 530 t im Winter bei zehn Aufenthalten von je einer Minute zwischen den erwähnten Endpunkten und einer Reisegeschwindigkeit von 45 km/h. Daneben war dem Lieferwerk anheimgestellt, bis zu derjenigen Leistung der elektrischen Ausrüstung zu gehen, welche bei dem gegebenen Höchstachsdruck von 20 t und vier angetriebenen Achsen sich verwirklichen ließe.

Die A. E. G. schlug den aus Amerika bekannten Westinghouse-Antrieb vor. Er bildete an sich keine Neuerung und man konnte bei dem Achsdruck von 20 t, der dem Drehmoment je Achse die Grenze setzte, günstige Ergebnisse erwarten, obgleich man in Amerika allerdings bei 25 bis 30 t Achsdruck mit diesem Antrieb nicht mehr auszukommen schien. Bekanntlich wird hier das Drehmoment von einer Hohlwelle, welche mit Zahnradübersetzung durch zwei in einem gemeinsamen Gehäuse gelagerte Motoren angetrieben wird, mittels beiderseits eingespannter Wickelfedern auf die Treibräder übertragen. Diese Federn haben also außer den Motorkräften auch die Verschiebungen zwischen Achse und Hohlwelle auszuhalten, die aus dem Federspiel entstehen. Wo dieser Antrieb bisher im Ausland benutzt wurde, rechnete man mit häufigem Bruch dieser Federn. Die A. E. G. schlug daher neben dem gewöhnlichen Federantrieb auch einen pufferartig eingerichteten Antrieb vor (Abb. 1 und 2). Sechs Federn sind an dem Stern der Hohlwelle in geschlossenen Gehäusen untergebracht, deren unterstes die Abb. 2 im Schnitt zeigt, und drücken an beiden Enden gegen topfförmige Stempel, welche in der Längsrichtung verschiebbar in den sechs Federgehäusen gelagert sind. An der Innenseite verhindert ein Bund das Herausdrücken der Federtöpfe aus dem Gehäuse und dient gleichzeitig als Widerlager für den jeweilig gemäß der Drehrichtung nicht wirksamen Stempel. Der gegenüberliegende Stempel drückt gegen eine auswechselbare Platte an der nächsten Radspeiche. Diese Platte wie auch der Topfboden sind gehärtet und zeigen nach den bisherigen Betriebserfahrungen, die bereits weit über 100000 km Laufleistung aufweisen, ganz geringe Abnutzungen. Eine Schmierung dieser Druckstellen, welche infolge des Federspiels stets etwas gegeneinander reiben, war zunächst nicht vorgesehen, wird aber neuerdings in beliebigen kurzen Betriebspausen ohne besonderen Personalaufwand in einfachster Weise ausgeführt. Eine Klappe an der Außenseite der Federführung verschließt eine Schauöffnung, durch welche man die Federn auf etwaige Brüche untersuchen kann. Während der bisherigen Betriebszeit ist noch keine Feder beschädigt worden.

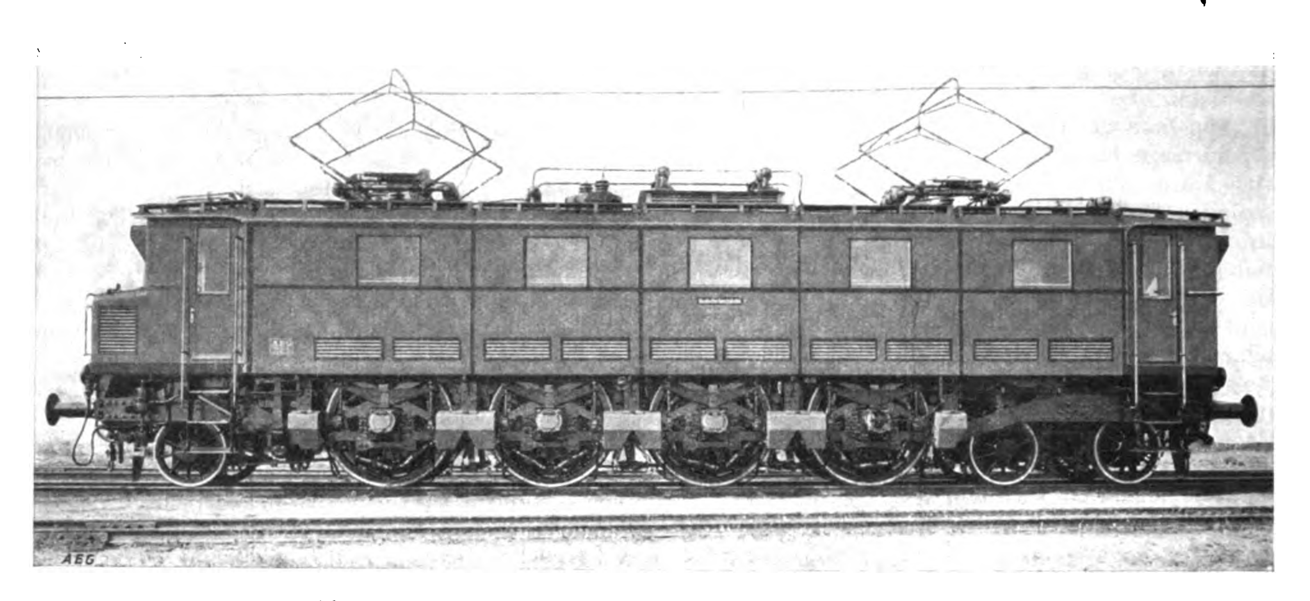


Abb. 1. 2 Do 1 Schnellzuglokomotive A E G. E 2101. Ansicht.

Um gute Zugänglichkeit der Doppelmotoren, die über den Achsen bis knapp zur Kniehöhe in den Maschinenraum hineinragen zu erhalten, wurde der Transformator vor das Ende der Motorgruppen gesetzt, so daß dort ein zweiachsiges Laufdrehgestell gewöhnlicher Bauart nötig wurde (Abb. 3, rechts). Am anderen Ende wird die Lokomotive durch ein einachsiges Lenkgestell mit Deichsel, Bauart Bissel, geführt. Beide Gestelle besitzen Rückstellfedern. Die Treibachsen weisen den ungewöhnlich langen festen Achsstand von 6,6 m auf. Die beiden mittleren haben einen Querspielraum von $2 \times 15$ mm, zu dem noch eine Spurkranzschwächung von je 15 mm hinzukommt. Die Endachse neben dem zweiachsigen Drehgestell hat 5 mm Seitenspiel, welches für die Bogeneinstellung der Lokomotive kaum ins Gewicht fällt. Für eine

Strecke ohne schärfere Bögen wie die im Leistungsplan genannte konnte man einen solchen langen Radstand ohne weiteres in Kauf nehmen. Eingehende Versuche des Reichsbahn-Zentralamtes auf einer die ungünstigsten Steigungs- und Krümmungsverhältnisse aufweisenden Gebirgsstrecke haben aber den Beweis erbracht, daß selbst bei einem Halbmesser von 180 m die Lokomotive mit Geschwindigkeiten bis nahe an 55 km/h völlig sicher und ohne Zwängen läuft. Sie wird daher zur Zeit auf der schlesischen Gebirgsbahn benutzt, und die seit etwa einem Jahr festgestellten geringen Abnutzungen der Spurkränze lassen ihre Eignung auch für diese Streckenverhältnisse erkennen.

Da die Gewichtsverhältnisse elektrischer Lokomotiven in den letzten Jahren vielfach nur schwer beherrscht werden konnten, stellte die Reichsbahn besonders scharfe Anforderungen für die Innehaltung des zugelassenen Höchstachsdruckes. Um sicher zu gehen, wurde die Anordnung von sieben Achsen gewählt. Das Ergebnis war eine beträchtliche Unterschreitung des zugelassenen Lokomotivgewichtes, so daß auch der Treibachsdruck druchschnittlich nur wenig über 19 t beträgt. Dieser günstige Erfolg beim Bau der Lokomotive ist zum Teil der eigenartigen Rahmenbauweise zu verdanken, welche die A.E.G. hier erstmalig ausgeführt hat. Wie aus Abb. 4 erkennbar, ist ein fachwerkartiger Träger aus 50 mm starken Stahlplatten gebildet worden, d. h., es ist aller nicht aus Festigkeitsrücksichten erforderliche Baustoff entfernt worden. Dies kostet zwar beträchtliche Bearbeitungsaufwendungen und Abfälle. Der Rahmen ist jedoch sehr leicht ausgefallen und trotzdem von größter Festigkeit. Die Unterbringung der Doppelmotoren läßt verhältnismäßig wenige Querversteifungen im mittleren Teil des Rahmens zu, so daß auf eine möglichst starre Ausbildung der Rahmenwangen Wert gelegt werden mußte. Die Motorabmessungen bedingten auch den verhältnismäßig großen Achsstand. Man wählte den Treibraddurchmesser von 1750 mm vorwiegend deshalb, weil der Platz dazu vorhanden war und die Federkupplung sich dabei bequem unterbringen ließ.

Die elektrische Ausrüstung der Lokomotive umfaßt weiter den schon erwähnten Transformator, der hier mit Luftkühlung, also ohne Öl, ausgeführt worden ist und sich ebenfalls bisher bestens bewährt hat. Auf diesem sind gemäß Abb. 5 die Stufenschütze mit elektromagnetischer Betätigung und Steuerung durch gewöhnliche Führerschalter mit Kontaktwalzen in den beiden Führerständen angeordnet. Über den Motoren sind bankartige Gerüste aufgestellt, welche ohne Einschränkung der Zugänglichkeit der Kollektoren und Zahnradkästen die Fahrtwendeschütze und Hilfsschalteinrichtungen tragen. Unter diesen Gerüsten stehen zwei Lüftermotoren, die für jede Motorgruppe einen Lüfter zu deren Kühlung antreiben (vgl. Abb. 2), sowie gleichzeitig eine Gleichstrom-Lichtdynamo, letztere mittels Riemens. Die bei einem Trockentransformator besonders wichtigen Kühlgebläse für diesen letzteren sind neben ihm so aufgestellt, daß sie keine Erschütterungen auf die Transformatorwicklungen übertragen können und saugen die Kühlluft durch den Transformator hindurch. Sie sind in Abb. 3 links am Transformator erkennbar. Auch die Motorlüfter entnehmen die Kühlluft dem Maschinenraum. Bei starker Kälte kann ein Teil der aus dem Transformator austretenden erwärmten Luft in den Maschinenraum zurückgeblasen werden.

Die Lokomotive ist mit Knorr-Bremse nach den Regeln der Deutschen Reichsbahn ausgerüstet. Die zugehörige zweistufige Motorluftpumpe befindet sich in einem Vorbau vor dem einen Führerstande. Neben ihr ist ein Batteriekasten für die Beleuchtung untergebracht. Inmitten des Daches hängt der Einheitsölschalter der Deutschen Reichsbahn, Bauart Brown-Boveri.

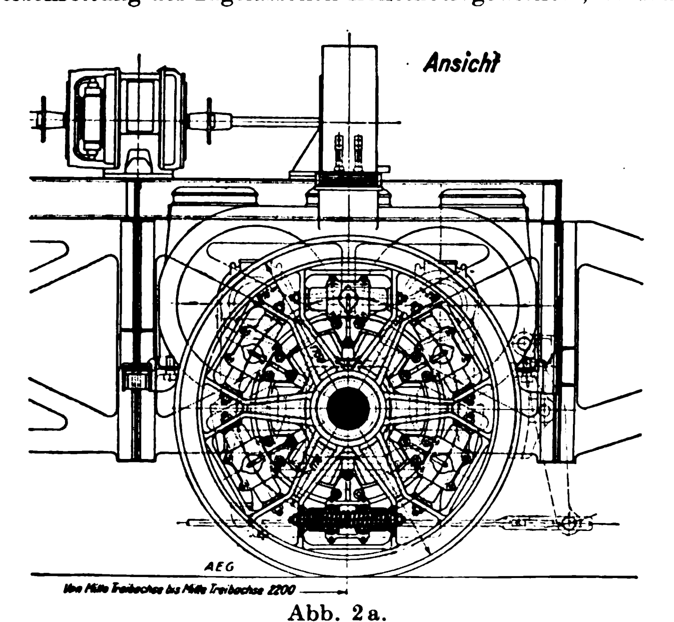


Abb. 2a.

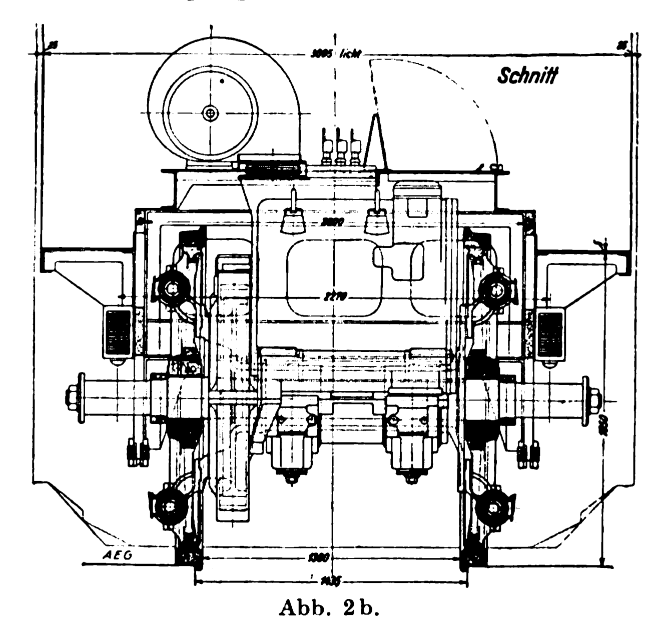


Abb. 2b.

Treibradsatz mit Doppelmotor und Federkupplung.

Auf Grund der günstigen Erfahrungen mit dieser ersten Versuchslokomotive bestellte die Deutsche Reichsbahn zunächst eine zweite $2\,D_0\,1$-Lokomotive und kurz darauf eine Reihe von achtunddreißig in den Grundzügen übereinstimmenden Lokomotiven, jedoch nur mit je einer Laufachse an den Enden ($1\,D_0\,1$). Die verhältnismäßig geringen Achsbelastungen der ersten Lokomotive legten es nahe, eine Laufachse zu sparen, wozu man aber den Transformator in die Mitte der Lokomotive so hoch über die Motoren legen mußte, daß letztere gut zugänglich blieben. Die Stufenschütze finden dann auf den erwähnten Gerüsten über den Motoren vor und hinter dem Transformator Platz. Eine Vereinfachung und Raumersparnis erzielte man durch Zusammenfassung der zahlreichen Fahrtwendeschütze zu zwei Walzenfahrtwendern. Die Gesamtanordnung der noch in der Entwicklung befindlichen $1\,D_0\,1$-Lokomotive zeigt Abb. 7. Infolge der nach den Erfahrungen bei der $2\,D_0\,1$-Lokomotive vorzunehmenden Vervollkommnungen dürfte diese neue Lokomotive in den schon günstigen Verhältnissen ihres Gewichts zur Leistung noch einen beträchtlichen Fortschritt bilden.

Zur Verbesserung der Führung der Lokomotive wird schon bei der ersten nachbestellten Lokomotive ($2\,D_0\,1$) das Bissel-

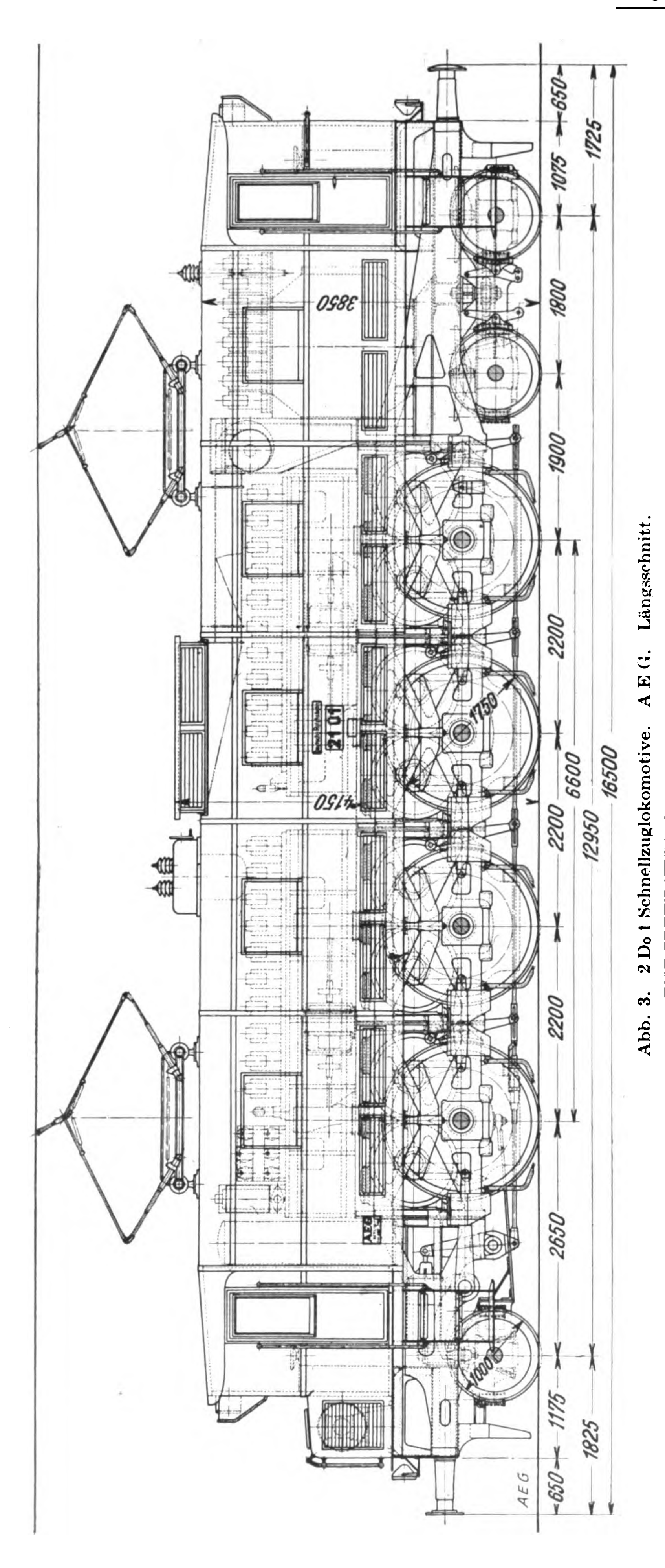



Abb. 3. 2 Do 1 Schnellzuglokomotive. A.E.G. Längsschnitt.

gestell verlassen und durch ein den vorliegenden besonderen Bauverhältnissen angepaßtes Kraus-Helmholtz-Gestell ersetzt, bei den zur sanfteren Einfahrt in Krümmungen der Seitendruck von zwei Achsen aufgenommen wird. Zu diesem Zweck wird durch eine Verlängerung des Lenkgestelles nach der Lokomotivmitte zu ein gabelförmiger Rahmen gefaßt, der sich außen mit besonderen Lagern auf die benachbarten Treibachsschenkel stützt und somit dieser Achse eine solche Querbewegung erteilt, daß auch ihre Spurkränze sich an der Führung beteiligen. Diese von der A. E. G. durchgebildete Bauform findet auch bei den 1 $D_0$ 1-Lokomotiven, und zwar dort an beiden Enden, Anwendung.

Die Einzelabmessungen und Leistungsangaben dieser Lokomotiven sind am Schlusse zusammengestellt. Das in Abb. 6 wiedergegebene Hauptschaltbild läßt erkennen, daß die zu je zwei ständig hintereinandergeschalteten Motoren (Einphasen-Reihenschluß-Kommutatormotoren) in zwei Gruppen geschaltet werden, so daß beim Übergang von einer Fahrstufe zur nächsten der Schalttakt abwechselnd immer zwei Doppelmotoren an die nächsthöhere Spannung legt. Der Zugkraftsprung beschränkt sich also jeweilig auf nur zwei Achsen und hat daher je Achse den doppelten Wert, als wenn man jeweilig sämtliche Motoren um je den halben Betrag weiterschaltete. Wie schon oben erwähnt, ist die Ausnutzung der Schienenreibung daher etwas ungünstig. Die nachbestellten Lokomotiven werden deshalb nicht mehr mit dieser Gruppenschaltung, sondern mit gemeinsamer Fortschaltung aller vier Motoren eingerichtet, was auch den Vorteil hat, daß man in Störungsfällen jeden einzelnen Doppelmotor abschalten kann. Zur Ersparnis an Stufenschützen wird jede Hauptspannungsstufe noch mittelbar durch den an die Schütze A oder B gelegten Zusatztransformator (3e) in zwei Motorspannungsstufen zerlegt.

Als Beispiel der hohen Leistungsfähigkeit der Lokomotive sind in Abb. 8 die Motorleistungen und in Abb. 9 die Aufzeichnungen einer Meßfahrt mit einem rund 700 t schweren Schnellzuge für eine Höchstgeschwindigkeit von 100 km/h dargestellt. Die Lokomotive bietet, da diese Meßfahrten durchweg Erwärmungen der elektrischen Ausrüstung beträchtlich unter den zugelassenen Grenzwerten ergaben, großen Überschuß für Überlastungen und Steigerung des Verkehrs, so daß man in absehbarer Zeit stärkere Schnellzuglokomotiven in Deutschland kaum wird zu bauen brauchen. Es können längere Zeit hindurch 4000 PS elektrisch geleistet werden. Betont sei hierbei, daß Leistungsergebnisse, wie sie diese Meßfahrten nachweisen, jederzeit im Betriebe verwirklicht werden können, da ihre Erzielung nicht wie manchmal beim Dampfbetrieb mit der Güte der Kohle und der Gewandtheit des Bedienungspersonals verknüpft ist.

## B.

Während in der 2 $D_0$ 1-Lokomotive E 2101 die A. E. G. bezüglich des Antriebes nur eine bekannte und bewährte Bauform weiterentwickelt hat, schlugen die Bergmann-Elektricitätswerke, Berlin, neuartige Wege ein. Zwar hat diese Firma nicht den Vorteil der A.E.G., im eigenen Hause auch den Fahrzeugteil herstellen zu können, dafür bot aber die Zusammenarbeit mit der Lokomotivfabrik Linke-Hofmann-Werke-Breslau Gelegenheit, auch von dieser Seite den Fortschritt fördernde Gedanken zu verwirklichen. Aus dieser Zusammenarbeit entstand die Versuchsschnellzuglokomotive E 2151 (Abb. 10). Man ging davon aus, daß die unmittelbare Verbindung eines Motors mit einer Treibachse durch Zahnräder gewisse Beschränkungen in der Bemessung der Übersetzung und in der freizügigen Verwendbarkeit der Motoren bedingt und steuerte daher auf eine Bauart hin, bei welcher die Motorabmessungen und der Treibraddurchmesser von der Übersetzung ganz unabhängig werden. Eine Lösung

hierfür bot der sogenannte Zwischenradantrieb. Abb. 11 zeigt die von den B. E. W. durchgebildete Motoranordnung.

Abb. 4. Rahmen der Lokomotive E 2101.

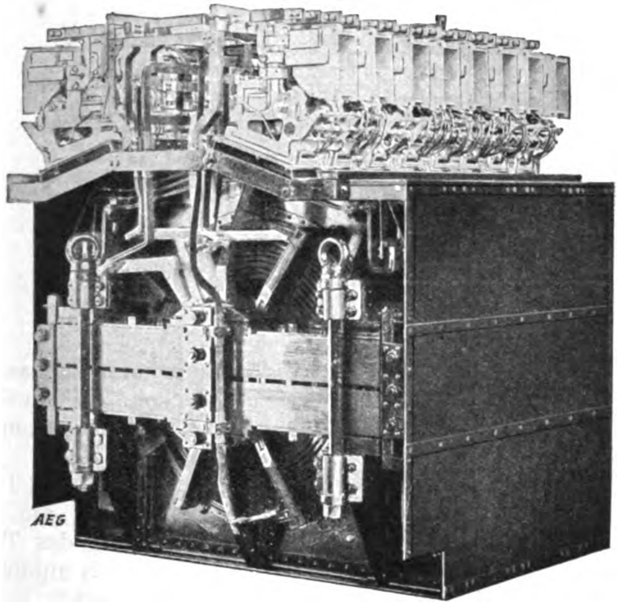



Abb. 5. Transformator mit Schützen.

Kennzeichnend für diese ist zunächst die Verwendung eines vom ortsfesten Motor kaum abweichenden Motorgehäuses (siehe Abb. 12). Der Luft- und Staubführung wegen ist der Kollektorraum geschlossen, durch große Klappen aber bequem zugänglich gemacht. Er besitzt eine Luftaustrittsöffnung, die unmittelbar ins Freie führt. Auf jedem Motor steht ein kleiner Lüftermotor mit Kühlgebläse, welches aus dem Maschinenraum saugt. Der Aufbau des Übersetzungsgetriebes ist nun nach den Anregungen der beiden erwähnten Firmen verschiedenartig eingerichtet worden. Nach dem Vorschlage **Bergmann** (Abb. 11) ruht das ganze Getriebe unabgefedert auf der Treibachse. In dem Getriebekasten befinden sich unten neben dem auf der Treibachse befestigten Zahnrade die Traglager für das Ganze. Im Oberteil des Räderkastens liegen die Motorritzel in Rollenlagern und zwar je zwei für jede Treibachse, die hintereinander im gleichen Gehäuse liegen, so daß die Achsen je zweier zur gleichen Treibachse gehörenden Motoren um etwas mehr als einen Ritzeldurchmesser in der Lokomotiv-Längsachse gegeneinander verschoben sind (siehe Abb. 13). Dazwischen läuft ein Blindzahnrad als Zwischenrad, um dessen Durchmesser sich der Abstand zwischen Motorritzel und Achszahnrad gegenüber unmittelbarem Eingriff vergrößert. Diese Trennung der zusammenarbeitenden Teile läßt es ohne große Änderungen ermöglichen, daß verschiedene Übersetzungen in ein und dieselbe Lokomotive eingebaut werden, indem man das Motorritzel austauscht. Hiervon ist auch bei der ersten Probelokomotive nach dieser Bauart schon Gebrauch gemacht worden. Ein weiterer grundlegender Gedanke des Bergmann-Antriebes ist die Verlegung der Gelenkkupplung zwischen den Motor und sein Ritzel. Wie aus Abb. 11 erkennbar, stehen sich im Maschinenraum die Treibteile dieser beiden Maschinenteile dicht gegenüber und sind durch je zwei Schubstangen miteinander verbunden. Diese sind mittels Kugelzapfen ähnlich dem Brown, Boveri-Antrieb (Buchli-Antrieb) für alle Lagenveränderungen durch das Federspiel des Getriebekastens nachgiebig eingerichtet. Gegenüber dem Buchli-Antrieb weist diese Kupplung grundsätzlich den Unterschied auf, daß die bekannten Zahnbogen letzterer Bauart durch Kurbelarme auf einer gemeinsamen Welle ersetzt sind. Da auch bei dieser Lokomotive je zwei Motoren auf je eine Treibachse arbeiten, waren die günstigsten Motorabmessungen erzielbar. Das von je einem Ritzel zu übertragende Drehmoment bleibt in gut beherrschbaren Grenzen.

Beim **Linke-Hofmann**-Antrieb ist das gesamte Rädergetriebe mit dem Lokomotivrahmen fest verbunden, also abgefedert. Die in Abb. 14 sichtbaren Kupplungen, welche je ein Ritzel mit dem zugehörigen, im übrigen wie beschrieben angeordneten Motor verbinden, besitzen nur ganz geringe Nachgiebigkeit zum Ausgleich von kleinen Einbaufehlern. Das Federspiel wird dagegen in einer dem Westinghouse-Antrieb verwandten Weise durch eine um die Treibachse angeordnete Hohlwelle aufgenommen. Diese ist jedoch nicht mit der bekannten Federkupplung an die Treibräder angeschlossen, was an sich auch möglich wäre, sondern durch eine Gelenkkupplung, die der oben kurz beschriebenen von **Bergmann** verwendeten Ritzelkupplung gleichartig ist, auf jeder Seite der Hohlwelle. Ein Vorteil dieser Anordnung ist die Verringerung der unabgefederten, auf der Achse ruhenden Massen, ein Nachteil dagegen, daß die Gelenkkupplung nicht gegen Staub, Schnee usw. geschützt ist wie bei ihrer Anbringung am Motor selbst.

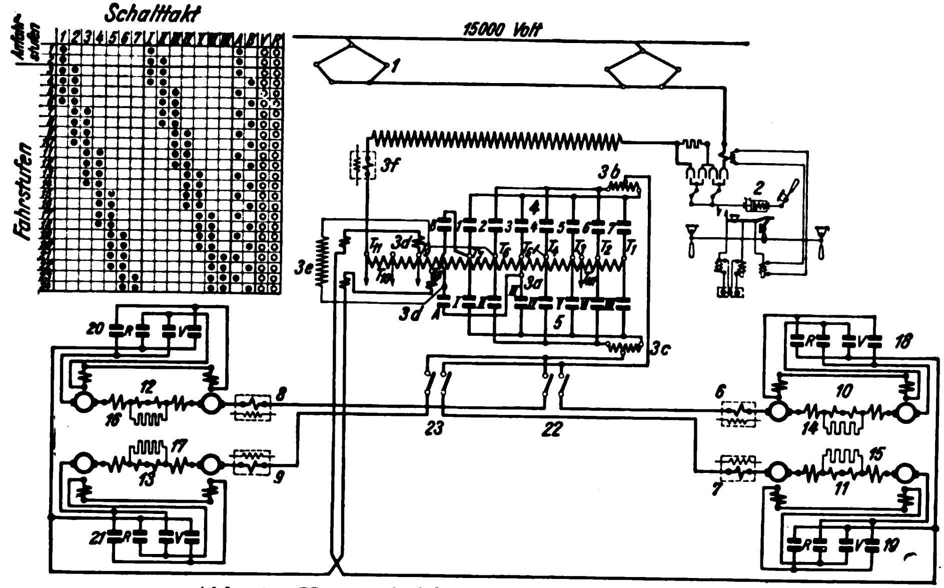



Abb. 6. Hauptschaltbild der Lokomotive E 2101.

Zunächst sind in die Versuchslokomotive E 2151 vier Bergmann-Getriebe eingebaut und bisher anstandslos gelaufen. Die zugleich angefertigten Linke-Hofmann-Getriebe können späterhin ohne nennenswerte Änderungen eingesetzt werden.

Die Abb. 11, 13 und 14 und der Einblick in den Maschinenraum Abb. 15 zeigen, daß über den Getriebekästen etwa 1,2 m über dem Fußboden des Maschinenraums eine Laufbrücke eingebaut ist, die zur Verbindung der beiden Führerstände miteinander dient. Von dieser führen nach rechts und links Stufen zwischen die einzelnen Motoren hinab. In diesen Zwischenräumen stehend, kann man sämtliche Teile jedes Motors und die zugehörigen Steuerungsteile bequem besichtigen und behandeln. Die nur um weniges gegeneinander versetzten Einzelmotoren nehmen in der Längsrichtung einschließlich des erwähnten Bedienungszwischenraumes weniger Platz ein, als Westinghouse-Doppelmotoren. Daher weist die Lokomotive auch einen geringeren Treibbachsstand auf (5100 mm) als die oben beschriebene Lokomotive. Hierbei konnte der verhältnismäßig kleine Treibraddurchmesser von 1400 mm zwischen den Rahmenquerverbindungen bequem untergebracht werden. Von der Brücke aus (Abb. 15) hat man einen umfassenden Überblick über die gesamte elektrische Ausrüstung der Lokomotive. Im Hintergrunde rechts neben der Brücke ist der Ölschalter der Reichsbahn-Einheitsbauart erkennbar, hinter welchem der Transformator, ebenfalls mit Luftkühlung ohne Öl. steht. Der Abstieg von der Brücke ist an beiden Enden durch eine kurze Treppe zum Führerstand hergestellt. Das Dach hat einen so hohen Aufbau bekommen, wie es die Lichtraumumgrenzung zuließ. Man kann sich auf der Laufbrücke daher bewegen ohne sich zu bücken. An den Seiten dieses Dachaufsatzes sind verschließbare Lufteintrittsöffnungen, in seiner Decke Drahtglasscheiben angebracht.

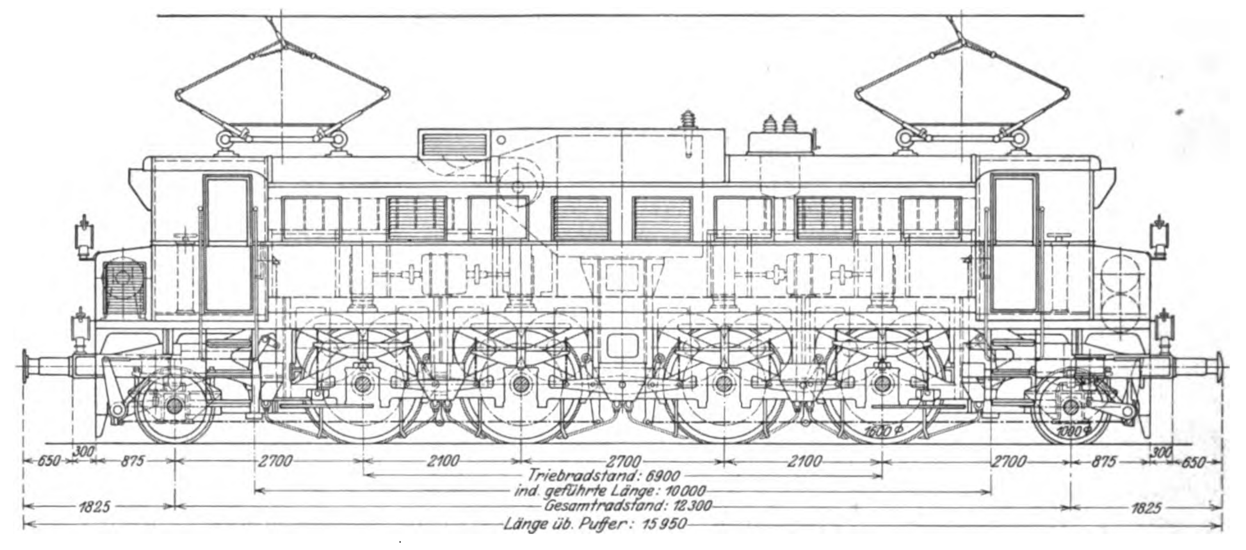



Abb. 7. 1 Do 1 Schnellzuglokomotive (Reihenbauart) der A E G. (Entwurf.)

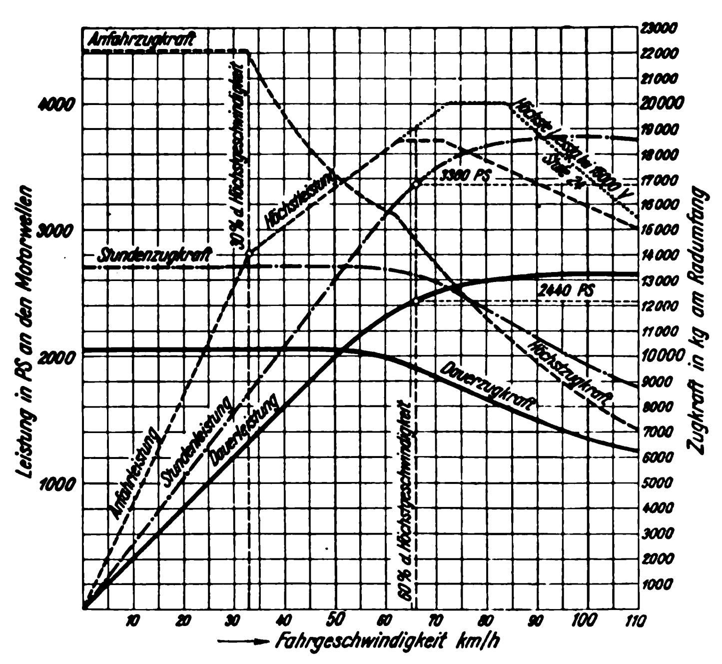



Abb. 8. Leistung der Lokomotive E 2101 an den Motorwellen, Zugkraft am Radumfang bei 0,96 Wirkungsgrad nach Prüffeldmessungen.

Auch bei dieser Lokomotive ist zur Aufnahme des Transformatorgewichts ein zweiachsiges Drehgestell am entsprechenden Ende vorgesehen. Die Aufstellung des Transformators an einer anderen Stelle ist hier natürlich unmöglich. Zwischen dem Transformator und dem benachbarten Führerstand sieht man in Abb. 13 die Transformatorlüfter angedeutet. Neben dem entgegengesetzten Führerstand steht die Motorluftpumpe Bauart Knorr nebst zwei Hauptluftbehältern. Der gesamte Innenraum einer Lokomotive ist wohl bisher kaum so bis auf den letzten Platz ausgenutzt worden wie hier. Trotzdem sind im Betriebe sämtliche Teile gut zugänglich.

Bezüglich des Rahmenbaues weist diese Lokomotive keine Besonderheiten auf. Sie besitzt einen gewöhnlichen Plattenrahmen (Abb. 11), zwischen dessen Seitenteilen zwei parallele innere Träger untergebracht sind, durch deren Verbindung mittels Querträgern ein sehr fester rostartiger Unterbau für die in zwei Reihen daraufgesetzten Motoren entsteht. Auch bezüglich der Bremse und sonstigen Ausrüstungen des Fahrzeugteiles bestehen keine Besonderheiten, ausgenommen die durch Flacheisengehänge getragenen Bremsklötze (Abb. 13). Diese Gehänge legen sich ähnlich einem Bremsbande um die Rückseite der Bremsklötze herum, so daß der für die Bremsklötze in Höhe der Achsmitte erforderliche Raum zwischen den Rädern ganz gering wird. Dies trägt zur Erzielung des oben erwähnten kurzen Treibachsstandes bei. Da die beiden Endtreibachsen fest gelagert sind, wurde eine Seitenverschiebung der mittleren Treibachsen von 25 mm nach jeder Seite gleichzeitig mit einer Spurkranzschwächung von 15 mm ausgeführt. Die Führerstände haben des besseren Aussehens wegen eine nach den Seiten etwas abgeschrägte Stirnwand erhalten. In ihnen findet, wie bei der Reichsbahn üblich, rechts der Führerschalter, links ein gleichzeitig als Ölkannenschrank dienendes Schreibpult für den Begleitmann Platz. Zur Erwärmung der Führerstände dienen zwei elektrische Heizöfen, deren einer

als Wärmschrank für Speisen usw. an der Rückwand des Führerstandes befestigt ist. Der andere ist seitlich an den Ölkannenkasten angesetzt und von diesem durch eine gelochte

An der elektrischen Ausrüstung ist die Steuerung noch besonders zu erwähnen. Die auf den Trockentransformator aufgebauten Druckluftschütze werden nicht durch Elektro-

Abb. 9. Meßfahrtergebnisse mit Lokomotive E 2101.

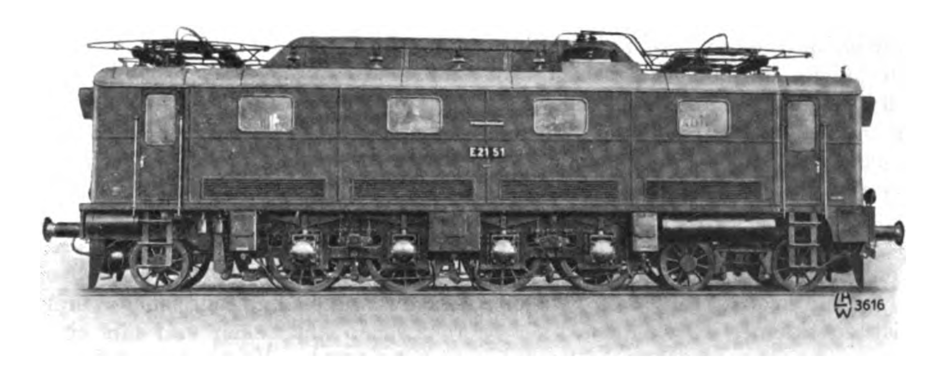



Abb. 10. 2 Do 1 Schnellzuglokomotive von Bergmann, Linke-Hofmann E 2151.
(Ansicht.)

Blechplatte abgetrennt, so daß er die Ölkannen zur Erhaltung des Öls in flüssigem Zustand mitheizt. Die gleiche Führerstandseinrichtung weisen übrigens alle drei hier beschriebenen Versuchslokomotiven auf.

magnetventile gesteuert wie bisher bei den Reichsbahnlokomotiven und wie dies auch viel im Auslande üblich, sondern durch mechanisch angetriebene Ventile. Je vier Schütze sind, wie Abb. 16 zeigt, zu einer Einheit zusammen-

gebaut. Die unten sichtbare Nockenwelle betätigt die Luftventile zur Steuerung der in den Funkenkästen erkennbaren Hauptkontakte. Gleichzeitig besteht eine mechanische Verbindung zwischen diesen Kontaktarmen und den Nockenscheiben, so daß beim zufälligen Zusammenschweißen von zwei Kontakten diese durch die Nockenwelle auseinandergerissen werden oder aber die Steuerung nicht weiter bewegt werden kann. Verriegelungskontakte wie bei der gewöhnlichen Schützensteuerung sind hier vollständig vermieden. Mittels Ketten und Wellen werden die Nocken durch die Führerschalter bewegt.

Schalttechnisch ist bemerkenswert, (vergleiche das Schaltbild Abb. 17) daß je zwei Motoren in Reihe an die jeweilig eingeschaltete Stufenspannung gelegt sind. Der Fahrtrichtungswechsel geschieht durch Bürstenverstellung, die hier zum ersten Male für so zahlreiche Motoren in einer Lokomotive ausgeführt worden ist. An jedem Motor befindet sich ein besonderer Druckluftantrieb für die beiden Endlagen der Bürstenträger. Durch den Fahrtrichtungsgriff am Führerschalter wird je ein Vierwegehahn betätigt, der die Druckluft nach Wunsch steuert. Durch die Anordnung dreier Steuertransformatoren (Stromteiler) wird erreicht, daß in jeder Schaltstufe stets gleichzeitig vier Schütze eingeschaltet sind, so daß das einzelne Schütz recht geringe Abmessungen bekommt. Auf einem Gehäuse, welches die Motorluftpumpe vom übrigen Maschinenraum abtrennt, ist ein kleiner Gleichstrom-Lichtumformer angeordnet. Zur Sicherung gegen Durchgehen bei Leerlauf trägt er auf seiner Welle einen kleinen Lüfter, der nebenher zur Förderung von Kühlluft durch den Luftpumpenraum benutzt wird.

Die Motorleistungen der Lokomotive E 2151, die außer der am Schluß wiedergegebenen Übersicht auch durch das Schaubild Abb. 18 dargestellt werden, haben sich nach den Prüffeldergebnissen der Motoren und nach Versuchsfahrten als reichlich bemessen erwiesen. Auch bei dieser Lokomotive wurden die vorgeschriebenen Baugewichte mit einer für Erstausführungen anerkennenswerten Genauigkeit innegehalten, so daß auch hier gegenüber dem zulässigen Achsdruck noch ein beträchtlicher Sicherheitsspielraum besteht.

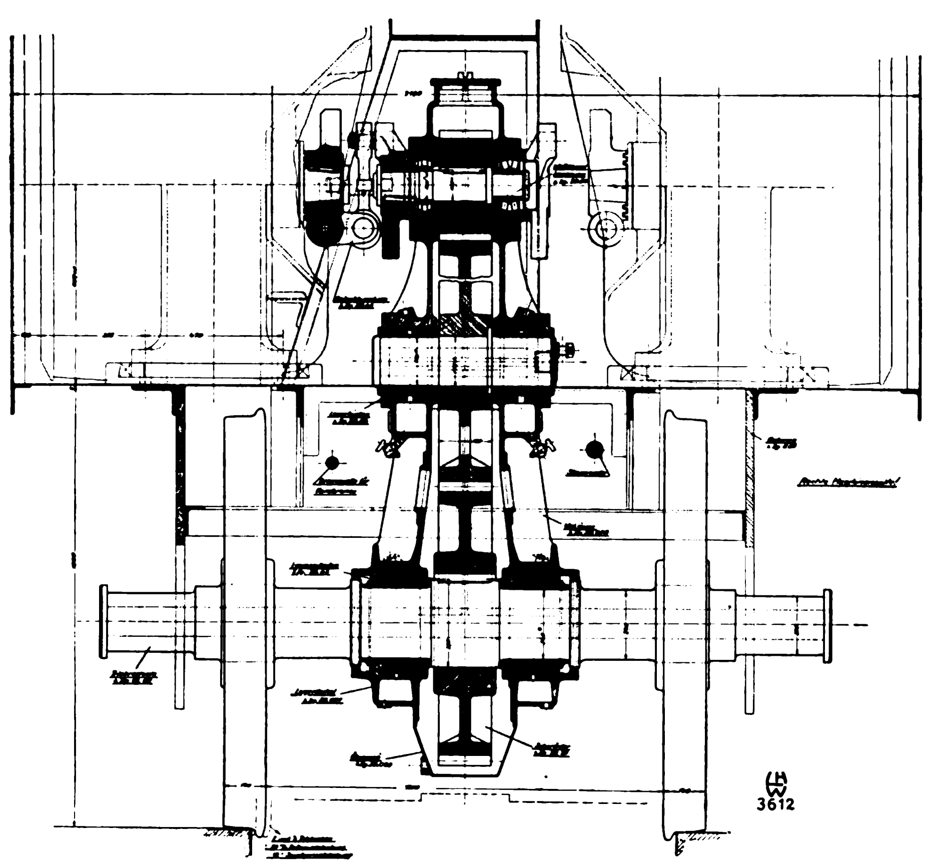



Abb. 11. Bergmann-Antrieb der Lokomotive E 2151.

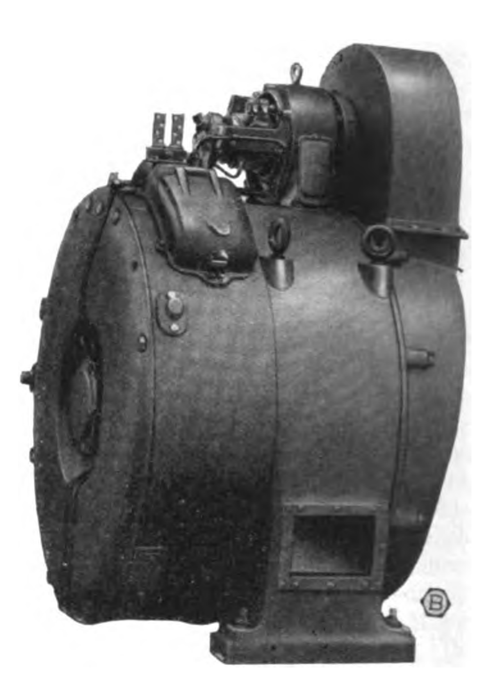


Abb. 12.
Motor der Lokomotive E 2151.

C.

Bei der Entwicklung der von den Siemens-Schuckert-Werken erbauten Versuchslokomotive E 1801 sind besonders eingehende Gegenüberstellungen der verschiedenen Bauartmöglichkeiten vorausgegangen. Auch hier tauchte zunächst der Gedanke des Zwischenradantriebes auf, der mit einer Hohlwelle verbunden werden sollte. Die Kupplung zwischen dieser und der Treibachse war als Federkupplung gedacht. Man wollte jedoch abweichend von der Entwicklung bei Bergmann nur je einen Motor für jede Treibachse verwenden. Das Zahnradgetriebe sollte dann unsymmetrisch auf die Treibachse wirken, so daß man den Motor etwa in die Mitte der Lokomotive über die zugehörige Achse setzen konnte. Die eingehende Durcharbeitung ergab jedoch, daß diese Anordnung große Gewichte in den Einbauteilen (also nicht im rein elektrischen Teil) erforderte. Außerdem führte die Übertragung der Leistung eines solchen Motors durch ein einziges Zahnrad zu sehr hohen Zahnbeanspruchungen und Lagerdrücken. Es wurde daher beschlossen, trotz der bisher aufgewendeten umfangreichen Vorarbeit von einem Zwischenradantrieb abzusehen und mit einem kühnen Griff das einfachste bestehende Getriebe, d. h. den Straßenbahnantrieb mit Tatzenmotor zu verwirklichen.

Die Leistungsbedingungen für diese Lokomotive (Abb. 19) sind die gleichen wie für die beiden oben genannten. Der Antrieb muß also Fahrgeschwindigkeiten bis zu 110 km/h aushalten. Gewisse Bedenken gegen so hohe Geschwindigkeiten bei den sich ergebenden großen unabgefederten Massen auf den Treibachsen konnten nicht unterdrückt werden. Andererseits vertrat die Reichsbahn den Standpunkt, daß

nur der Versuch in dieser Beziehung wirklich Klarheit schaffen konnte. Die Lokomotive entstand daher in der durch Abb. 20 gezeigten Form.

Der Fahrzeugteil wurde von der Lokomotivfabrik A. Borsig, Berlin-Tegel, unter Mitwirkung der Siemens-Schuckert-Werke entworfen und erhielt zwei Triebgestelle unter einem gemeinsamen Brückenaufbau. In der Mitte zwischen den beiden Treibachsen jedes Gestells liegt in einer kugelig einstellbaren Führung ein Drehzapfen mit Höhenspiel aber ohne Querspiel. Zur Führung des Triebgestells dient ein Lenkgestell mit Deichsel Bauart Bissel nach den Einheitsbauformen der Reichsbahndampflokomotiven. Um das Schlingern der beiden Triebgestelle zu unterdrücken, wurde eine in der Senkrechten gelenkige Steifkupplung zwischen beiden Gestellen angeordnet, so daß alle Drehbewegungen um die Drehzapfen stets von beiden Gestellen gleichzeitig im entgegengesetzten Sinne ausgeführt werden müssen.

Der Brückenträger, welcher bei dieser Lokomotive durch ein Formeisenfachwerk in den Seitenwänden unterhalb der Fenster versteift ist, stützt sich an im ganzen sechs Punkten auf die Triebgestelle. Die Hauptlast wird durch zwei an der Mittelebene am Ende der Brücke befindliche starre, aber senkrecht einstellbare Kugelstützen übertragen. Rechts und links legt sich dann außerdem die Brücke auf je zwei entsprechende, etwas mehr nach der Mitte zurückgesetzte Stützen mit Federung.

Bei Tatzenmotoren macht bekanntlich die Zugänglichkeit oft Schwierigkeiten. Es wurde daher zunächst zur Fernhaltung leicht von oben hineinfallender Fremdkörper und Unreinigkeiten grundsätzlich angenommen, daß diese Motoren nur von unten, also über einer Arbeitsgrube, nachgesehen werden sollen. Außerdem wurde aber eine Zugänglichkeit vom Maschinenraum her durchgeführt, die trotz der zahlreichen dort unterzubringenden Vorrichtungen verhältnismäßig günstig ausgefallen ist. Der mit Ölkühlung (Umwälzpumpe und henkelförmige, mit Kühlluft angeblasene Rohre am Ölkessel) ausgestattete Transformator steht ungefähr in der Mitte der Brücke und trägt auf

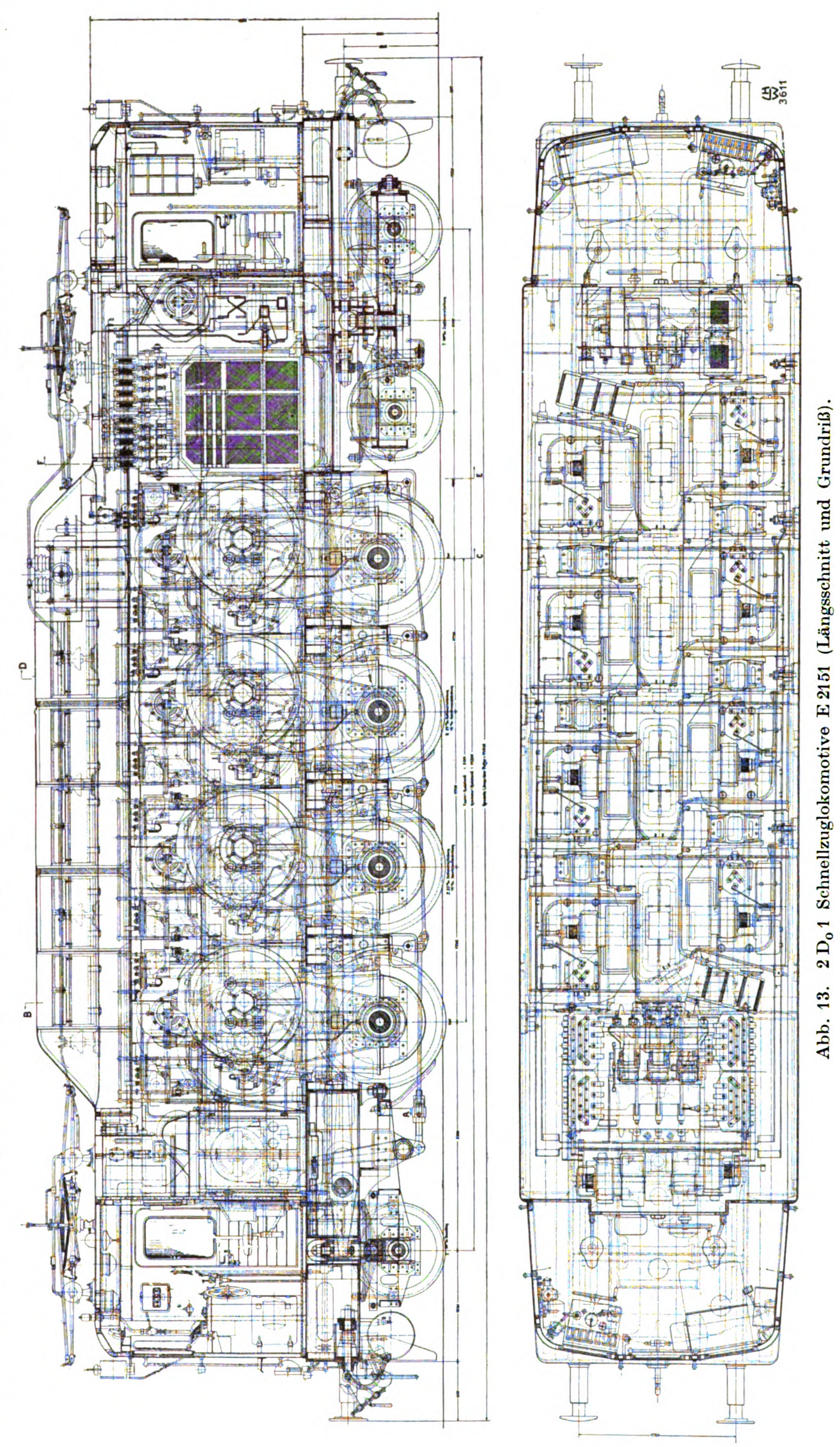


Abb. 13. $2\,D_0\,1$ Schnellzuglokomotive E 2151 (Längsschnitt und Grundriß).

seiner Decke elektromagnetische Schütze (Abb. 21). Hinter dem Transformator steht je ein Lüftermotor mit je zwei Lüftern, zum Durchsaugen der Luft durch den um die Ölkühlrohre herumgebauten Schacht. Sie blasen durchs Dach aus. Über den Drehzapfen stehen zwei weitere Gebläse, die Sorgfalt durchgebildet wurde. An den Enden des Maschinenraums sind auf Walzeisengerüsten die übrigen erforderlichen Schaltvorrichtungen aufgebaut. An der Decke hängt in Nachbarschaft des Transformators der Reichsbahn-Einheitsölschalter. Darunter steht der zum Ölpumpenantrieb dienende

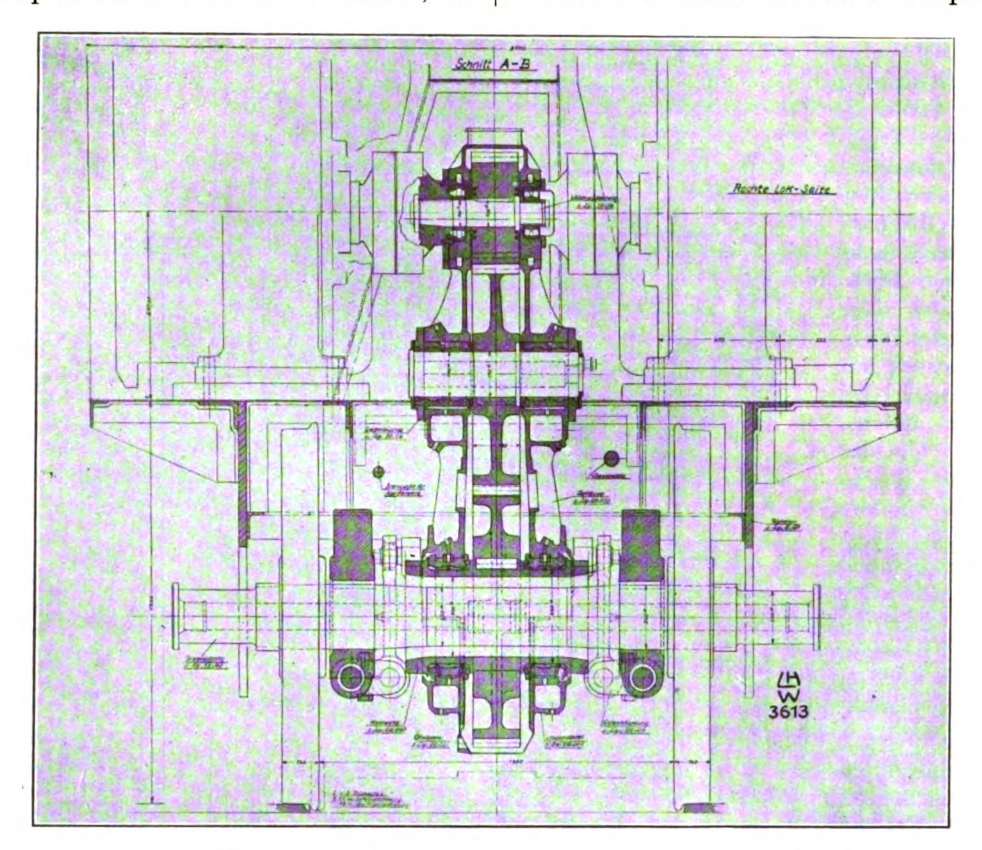



Abb. 14. Linke-Hofmann-Antrieb der Schnellzugslokomotive E 2151.

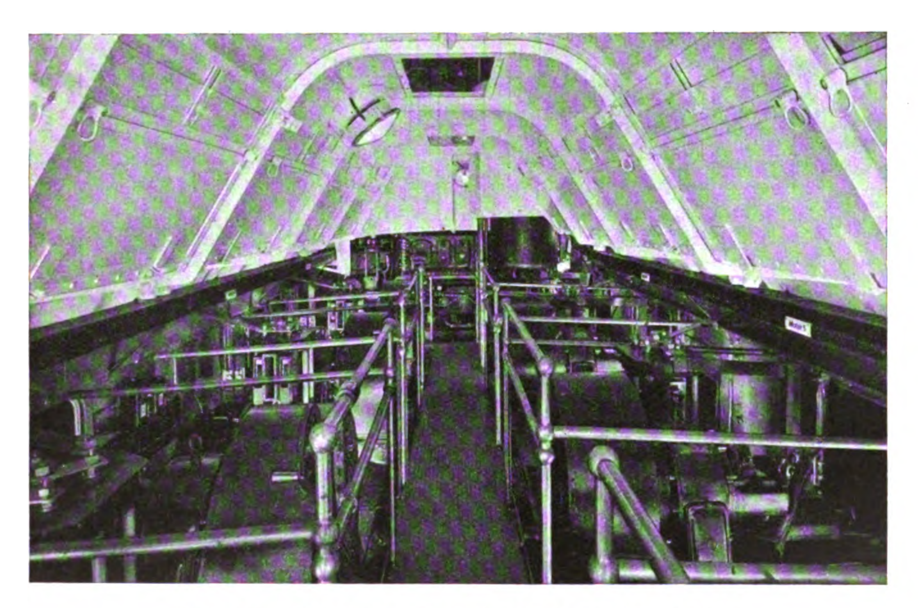


Abb. 15. Maschinenraum der Lokomotive E 2151.

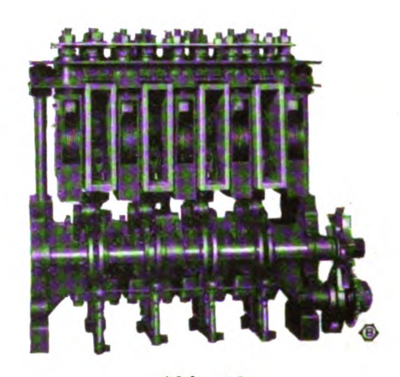


Abb. 16.
Schützengruppe.

durch gradlinig verlaufende Kanäle in die Motoren die Kühlluft hineinblasen. Einen solchen Fahrmotor mit Treibachse zeigt Abb. 22. Zu beiden Seiten des Motors befindet sich je ein Zahnradvorgelege, dessen große, auf den Treibradnaben sitzende Räder gefederte Zahnkränze haben. Der bei Tatzenbauart sehr beengte Raum für die Motoren brachte es mit sich, daß zur Erreichung möglichst hoher Leistung die Kühlluftführung im Motor mit ganz besonderer Motor, welcher gleichzeitig die Lichtdynamo treibt. Zwischen den verschiedenen Luftkanälen befinden sich Bodenklappen über den Motorkollektoren. Die niedrigen Vorbauten auf den Triebgestellen vor und hinter dem Brückenaufbau enthalten am einen Ende die Einheitsmotorluftpumpe, am anderen Ende die Hauptluftbehälter. Zur Betätigung der Steuerung von den beiden Führerständen aus dienen gewöhnliche Walzenführerschalter, die den Steuerstrom regeln.

Die Schaltung der Motoren in Verbindung mit dem Transformator ist durch Abb. 23 erläutert. Sie weist keine besonderen Neuerungen gegenüber anderen Reichsbahnlokomotiven auf; jedoch sind hier wieder einfache Fahrtwendeschalter mit Druckluftantrieb statt Wendeschützen benutzt worden, um Raum und Gewicht zu sparen.

Die aus den Motorprüfleistungen ermittelten Angaben sind im Schaubild Abb. 24 zusammengestellt. Man erwartete von vier Tatzenmotoren, deren Einzelgewicht man mit Rücksicht auf die Beanspruchung des Oberbaues nicht gern über 5 bis 6 t steigern möchte, nicht die Leistung, wie sie die beiden erstbeschriebenen Lokomotiven aufweisen. Trotzdem darf aber auf Grund der Prüffeldermittlungen anerkannt werden, daß die Lokomotive für ihr Gewicht eine sehr hohe Leistungsfähigkeit aufweist und den beiden anderen Versuchslokomotiven nicht nachsteht, wie die Zusammenstellung am Schluß zeigt. Es ist auch hier gelungen, mit verhältnismäßig niedrigen, unter den zugelassenen Werten bleibenden Achsdrücken

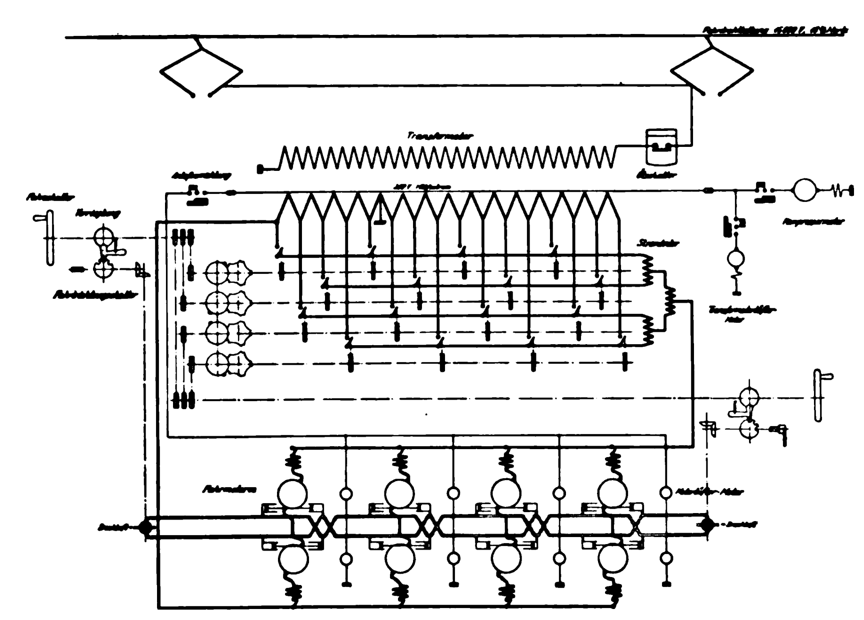



Abb. 17. Schaltbild der Lokomotive E 2151.

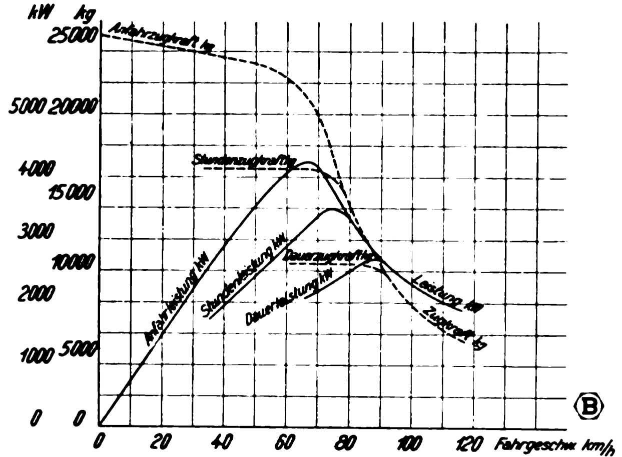



Abb. 18. Leistung der Lokomotive E 2151 nach Prüffeldmessungen, Zugkraft am Radumfang.

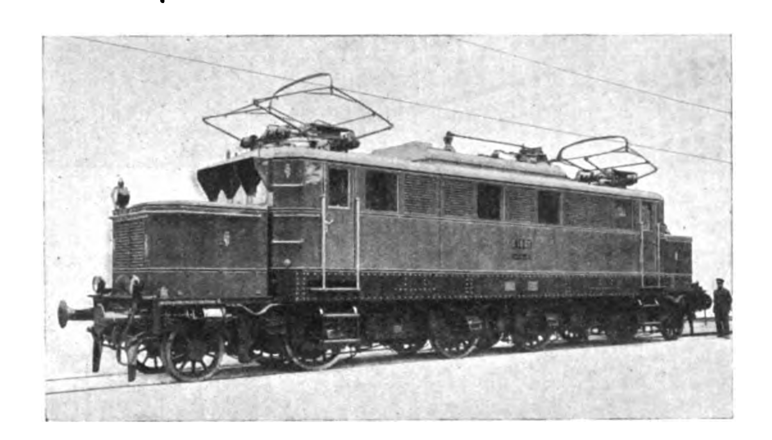


Abb. 19. 1 Bo + Bo 1 Schnellzuglokomotive.

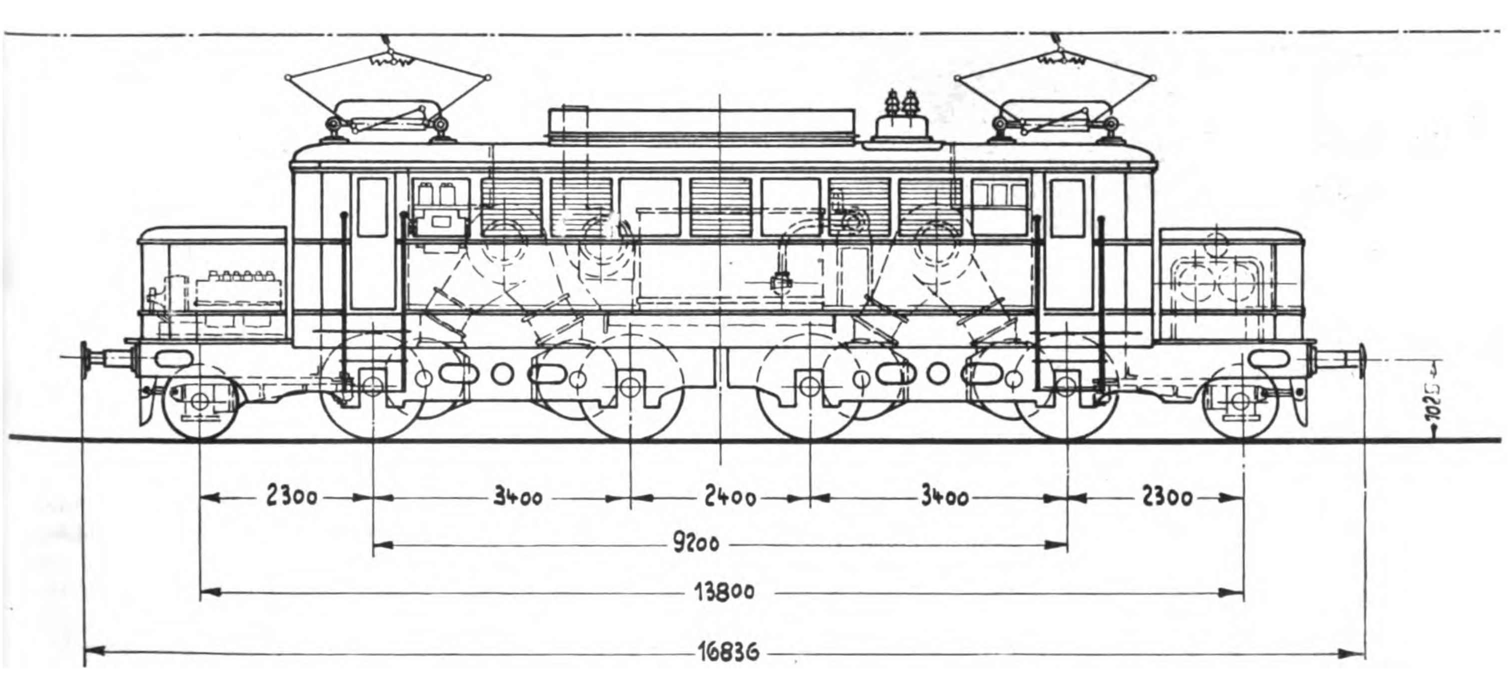



Abb. 20. Gesamtanordnung der Lokomotive E 1801.

auszukommen. Es verlohnt sich, diese Zahlen mit denen aus den ersten fünf bis zehn Jahren der Wechselstromzugförderung zu vergleichen, um zu erkennen, welche außerordentlichen Fortschritte seitdem gemacht wurden. Infolge der angedeuteten verhältnismäßig langwierigen Entwicklung dieses Lokomotiventwurfes ist die Lokomotive E 1801 erst kürzlich dem Betriebe übergeben worden, wobei sich gezeigt hat, daß ihre Laufeigenschaften trotz des verhältnismäßig tief liegenden Schwerpunktes und der verhältnismäßig

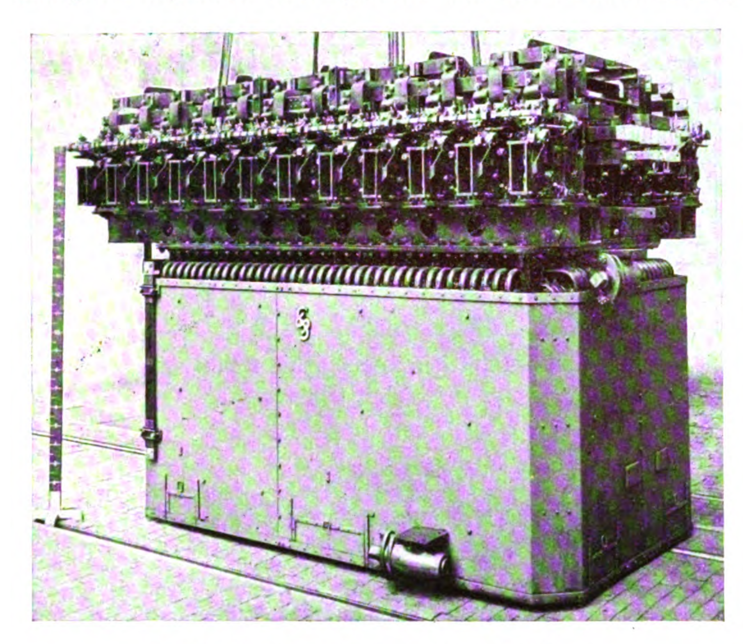


Abb. 21. Transformator mit Schützen.

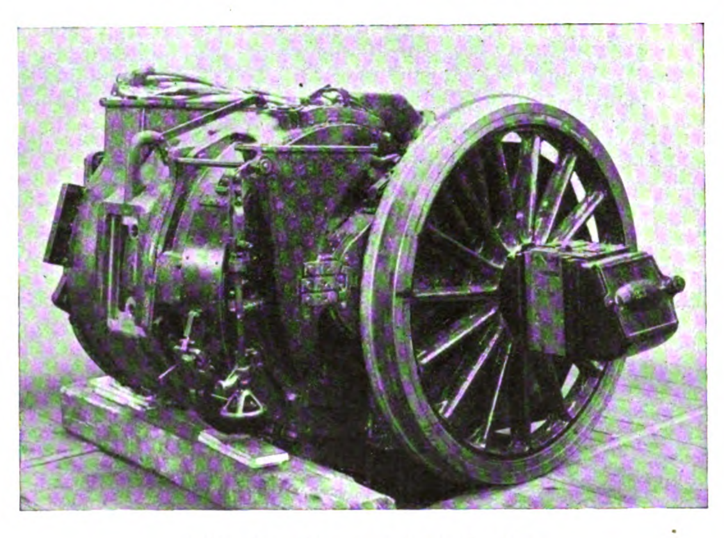


Abb. 22. Motor auf Treibachse.

großen unabgefederten Massen recht günstig sind. Übrigens zeigt ein Vergleich mit neuzeitlichen Dampflokomotiven, daß dort bei Verwendung von Kropfachsen und im allgemeinen wesentlich größeren Treibraddurchmessern, drei- bis vierfachem Triebwerk usw. ziemlich dieselben unabgefederten Schienendrücke entstehen wie bei dieser elektrischen Lokomotive.

Den Erbauern schien es nicht unbedingt sicher, daß die für hohe Geschwindigkeiten verhältnismäßig kurzen festen Achsstände der Lokomotive eine ruhige Führung ergeben würden. Die bisherigen Fahrten haben, allerdings bei Geschwindigkeiten beträchtlich über 100 km/h, das Gegenteil bewiesen. Um außerdem noch an Baugewicht zu sparen, wurde noch während des Baues dieser Lokomotive der Entschluß gefaßt, eine weitere im elektrischen Teil übereinstimmende Versuchslokomotive von denselben Lieferwerken erbauen zu lassen wie die E 1801, jedoch mit einem einzigen durchlaufenden Rahmen. Hierfür war ferner hauptsächlich die Behandlung mehrteiliger Lokomotiven in den Werkstätten maßgebend. Elektrische Lokomotiven mit Triebgestellen und Brückenaufbauten erfordern zu ihrer Behandlung beträchtlich mehr Platz als einteilige Lokomotiven. Die Auseinander- und Zusammenbauzeiten bei der Ausbesserung werden durch die Mehrteiligkeit verlängert und es ist auch nicht immer mit

Übersicht

Hauptangaben über die Versuchs-Schnellzuglokomotiven der Deutschen Reichsbahn.

| Betriebsnummer | E 2101 | E 2151 | E 1801 |
|---|---|---|---|
| Hersteller der elektrischen Ausrüstung | A. E. G. | Bergmann | S. S.W. |
| Hersteller des Fahrzeugteils | A. E. G. | Linke-Hofmann | A. Borsig |
| Achsanordnung | $2\,D_0\,1$ | $2\,D_0\,1$ | $1\,B_0+B_0\,1$ |
| Spurweite . . . mm | 1435 | 1435 | 1435 |
| Fester Achsstand . . . mm | 6600 | 5100 | 2 × 3400 |
| Gesamter Achsstand . . mm | 12950 | 11200 | 13800 |
| Länge über Puffer . . . mm | 16500 | 14940 | 16836 |
| Treibraddurchmesser . . mm | 1750 | 1400 | 1400 |
| Laufraddurchmesser. . . mm | 1000 | 1000 | 1000 |
| Höchstgeschwindigkeit km/h | 110 | 110 | 110 |
| Regelmäßige Fahrdrahtspannung . . . kV | 15 | 15 | 15 |
| Wechselstrom-Periodenzahl | $16^2/_3$ | $16^2/_3$ | $16^2/_3$ |
| Anzahl der Motoren | 8 | 8 | 4 |
| Transformatorkühlung durch | Luft | Luft | Öl |
| Fahrstufenzahl | 24 | 16 | 21 |
| Steuerungsart | Magnetschütze | Druckluftschütze mechanisch gesteuert | Magnetschütze |
| Fahrtrichtungssteuerung durch | Magnetschütze | Bürstenverstellung | Druckluftfahrtwender |
| Stundenleistung an den Motorwellen *) . . . PS | 3500 | 4500 | 2990 |
| Fahrgeschwindigkeit hierbei . . . km/h | 70 | 70 | 70 |
| Dauerleistung *) . . . PS | 2700 | 3400—2700 | 2700 |
| Fahrgeschwindigkeit hierbei . . . km/h | 80—110 | 80—110 | 80—110 |
| Treibzahnradübersetzung | 1:4,26 | 1:2,27 | 1:3,65 |
| Größte Motorumlaufzahl u/min | 1420 | 950 | 1520 |
| Gewicht der elektrischen Ausrüstung . . . t | 61 | 55 | 47 |
| Gewicht des Fahrzeugteils t | 61 | 67 | 56 |
| Gewicht der fertigen Lokomotive . . . t | 122 | 122 | 103 |
| Reibungsgewicht . . . t | 75 | 78 | 73 |
| Achsdrücke . . . t | 16,10 | 14,70 | 15,08 |
| t | 15,43 | 14,83 | 18,75 |
| t | 18,28 | 19,21 | 18,07 |
| t | 17,93 | 19,71 | 18,20 |
| t | 19,46 | 19,77 | 18,43 |
| t | 19,56 | 19,50 | 14,85 |
| t | 15,03 | 14,22 | |
| Gewicht der Längeneinheit t/m | 7,4 | 8,1 | 6,15 |
| Gewicht auf die Leistungseinheit (Dauerleistung) kg/PS | 45 | 36 | 38 |

*) Nach Erwärmungsvorschriften der Deutschen Reichsbahn.

den vorhandenen Hebezeugen ohne weiteres möglich, die mehrteilige Lokomotive als Ganzes durch die Werkstättenräume zu befördern.

Die zweite im Bau befindliche Versuchslokomotive Siemens-Borsig ist in Abb. 25 in ihren Grundzügen

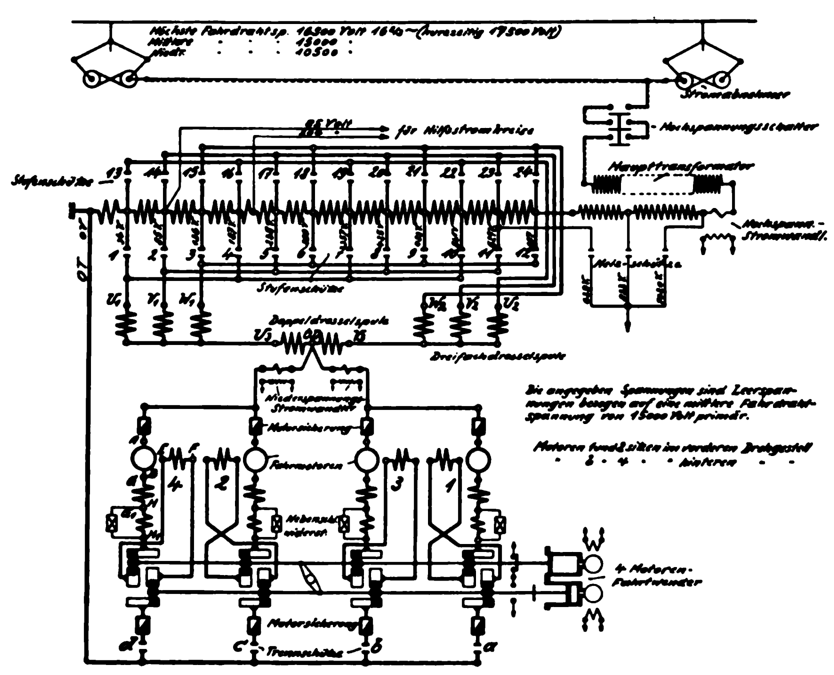



Abb. 23. Hauptschaltbild der Lokomotive E 1801.

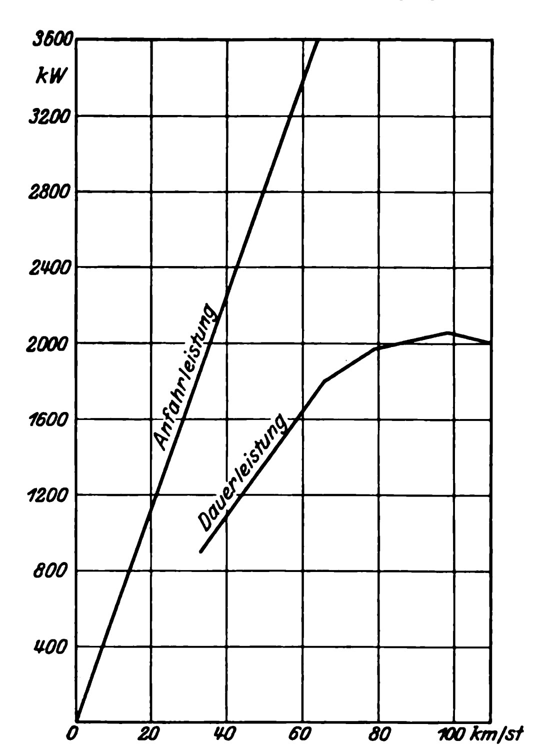



Abb. 24. Leistung der Lokomotive E 1801.

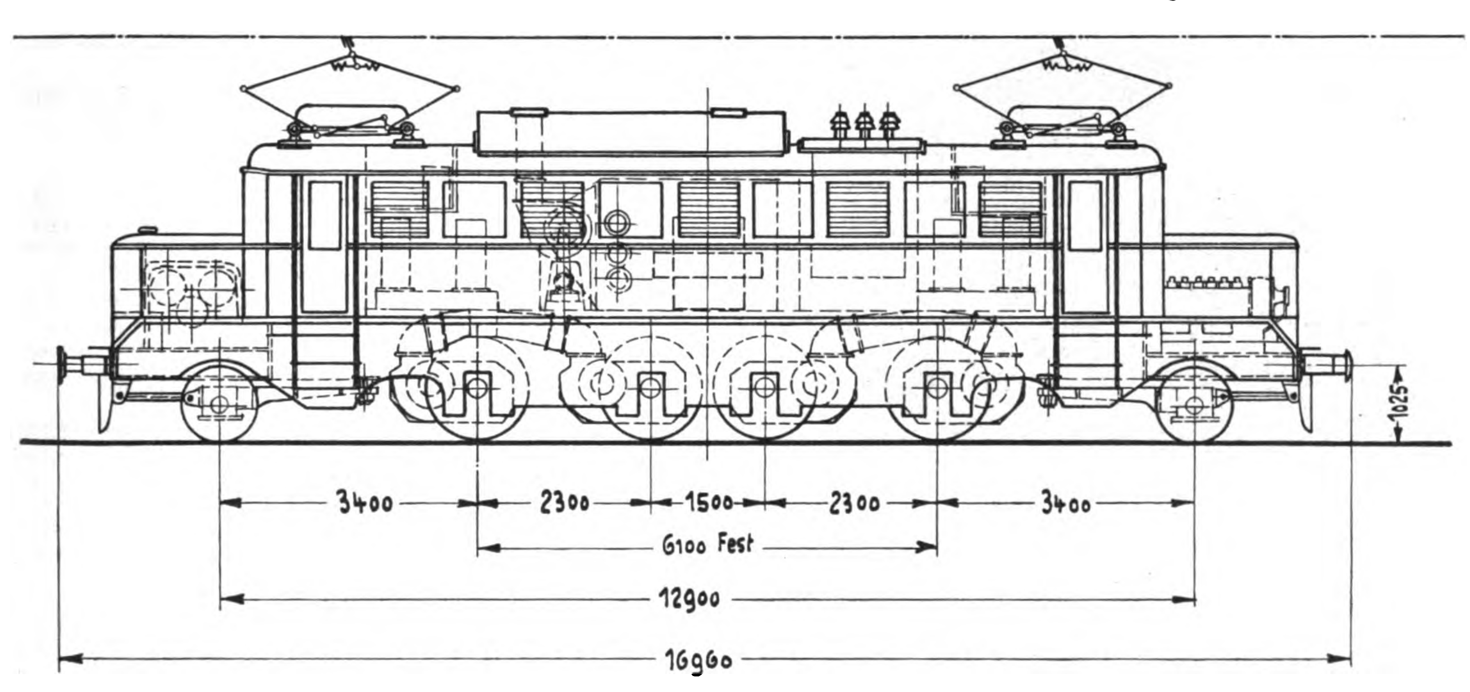



Abb. 25. 1 Do 1 Schnellzuglokomotive S. S. W.-Borsig.

wiedergegeben. Die Anordnung der elektrischen Ausrüstungsteile mußte zur Erzielung eines möglichst geringen steifen Achsstandes beträchtlich geändert werden. Die Motoren sind also von dem Mittelpunkt der Maschine wegweisend an die Achsen gehängt, so daß auch die mittleren noch unterhalb des Transformators einigermaßen zugänglich bleiben. Man versucht hier auch zur Stoßmilderung eine geringe Federung der Tatzenlager gegen den Motor. Die Lüfter fördern die Kühlluft nicht unmittelbar in die Motoren, sondern durch Sammelkanäle. Der Transformator hat hier Luftkühlung ohne Öl erhalten. Die Kühlluft wird aus dem Maschinenraum durch seine Wicklungen hindurch mittels zweier von einem gemeinsamen Motor betriebener Gebläse angesogen und durchs Dach ausgeblasen. Die Steuerung geschieht ebenfalls durch elektromagnetische Schütze. Es sind Versuche bei dieser Lokomotive eingeleitet, statt des Ölschalters einen in Luft arbeitenden trockenen Hauptschalter einzuführen. Der für die Funkenlöschung bei 15 kV nötige große Raum ist die Ursache zu dem in Abb. 24 sichtbaren, einen beträchtlichen Teil des Maschinenraums einnehmenden Hauptschalterschacht. Die Unterbringung der Motorluftpumpe und Luftbehälter stimmt mit der Lokomotive E 1801 überein. (Vergl. Übersicht Seite 368.

Die drei Versuchslokomotiven dienten gleichzeitig dazu, in der äußeren Gestaltung elektrischer Lokomotiven einen dem Schönheitsgefühl nach Möglichkeit Rechnung tragenden Weg zu finden. Die Abbildungen zeigen, wie nach verschiedenen Grundsätzen verfahren worden ist, indem teils scharfeckige Bauformen, teils abgerundete erprobt wurden. Die Gliederung des Lokomotivaufbaues ist bei gegebener Anordnung seiner Inneneinrichtung leider in vieler Beziehung eingeengt und in den meisten Fällen ähnelt daher die elektrische Lokomotive zu sehr einem Wagen mit glattem Kasten. Die Lokomotive E 1801 bot hier noch die besten Möglichkeiten durch die Anordnung ihrer Bauteile den Charakter des Wagenkastens zu verwischen und etwas Maschinenähnliches zu schaffen. Die äußere Form der drei Versuchslokomotiven ist unter baukünstlerischer Mitwirkung seitens der Reichsbahn entstanden und für alle weiteren, auch nach bekannten Grundformen beschafften elektrischen Reichsbahnlokomotiven maßgebend gewesen.

Literaturverzeichnis.

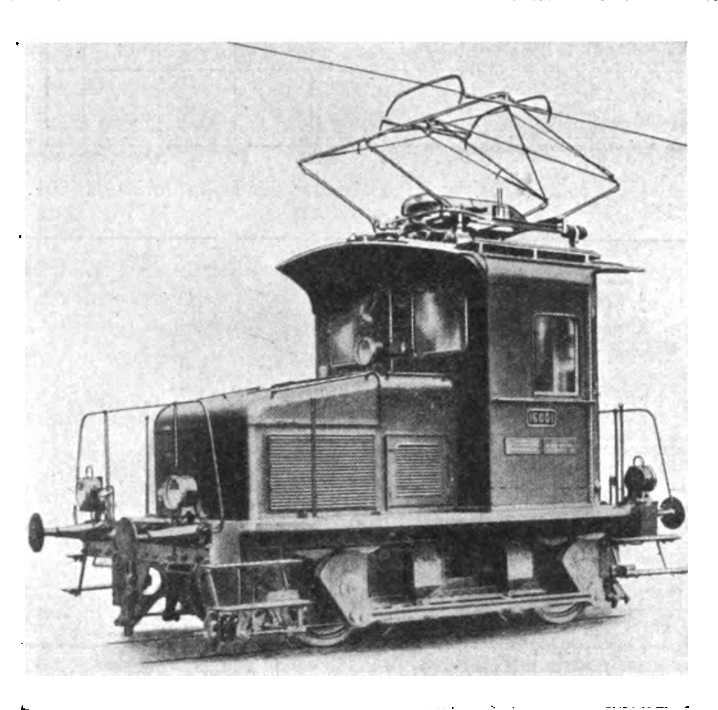
2 $D_0$ 1 Schnellzuglokomotive der A. E. G. Hohlwellenantrieb:
„Elektrische Bahnen" (Berlin-Charlottenburg 1925, Seite 291) (Tetzlaff, Neue elektrische Schnellzuglokomotive mit Einzelachsantrieb für die Deutsche Reichsbahn); 1926, Seite 380 (desgl.); 1927, Seite 41 (Kleinow, Elektrische Schnellzuglokomotive mit Einzelachsantrieb).
„Glasers Annalen", Berlin 1927, Sonderheft, Seite 178 (Wechmann, Mitteilungen über den elektrischen Fernzugbetrieb der Deutschen Reichsbahn).

2 $D_0$ 1 Schnellzuglok. der Bergmann-E.W. Zwischenradantrieb:
„Elektrische Bahnen" Berlin-Charlottenburg, 1925, Seite 291 (s. oben); 1926, Seite 209 (Löwentraut, 2 $D_0$ 1 Schnellzuglokomotive mit neuartigem Einzelachsantrieb).

1 $B_0$ + $B_0$ 1 Schnellzuglokomotive der S. S.W.:
„Elektr. Bahnen" Berlin-Charlottenburg, 1925, S. 291 (s. oben).
Weitere, eingehende Aufsätze über die obigen Lokomotiven erscheinen in der Zeitschrift „Zentralblatt für den elektrischen Zugbetrieb", Berlin.

## Elektrische Verschiebelokomotive, Type Ee 2/2 der Schweizer Bundesbahnen.

Die Schweizer Bundesbahnen haben Mitte vorigen Jahres eine neue Type elektrischer Verschiebelokomotiven — gebaut von den Sécheron-Werken — in Betrieb genommen (siehe Abb.), die den Verschiebedienst auf mittleren Bahnhöfen der elektrisierten



Elektrische Verschiebelokomotive Type Ee 2/2 der S. B. B.

Strecken versehen soll, wo bisher Akkumulatorenlokomotiven verwendet wurden.

Für die Durchbildung dieser Maschinen war die grundlegende Forderung gestellt, daß Konstruktion und Bedienung genügend einfach sein sollten um die Lokomotiven ungelerntem Personal anvertrauen zu können, wie dies auch bei den Akkumulatorenfahrzeugen der Fall ist. Im Betriebsprogramm war verlangt, daß die Lokomotiven einen Zug von mindestens 300 t zwanzigmal hintereinander in Abständen von drei Minuten anfahren und auf ebener Strecke in einer Minute eine Geschwindigkeit von 15 km/h erreichen können. Die Anfahrzugkraft am Triebradumfang sollte 6000 kg betragen, die Höchstgeschwindigkeit 30 km/h; der höchste zulässige Achsdruck war mit 12,5 t angegeben.

Der Fahrzeugteil wurde von der Schweizerischen Lokomotiv-Maschinenfabrik Winterthur geliefert. Die Lokomotive ist zweiachsig, dem Führerstand ist ein niedriger Vorbau vorgelagert, der die elektrische Ausrüstung enthält. Die beiden Achsen sind durch Kuppelstangen verbunden. Der Antrieb erfolgt durch einen einzigen im Untergestell liegenden Motor über ein doppeltes Zahnradvorgelege mit einer Übersetzung 1 : 9,6. Die Daten des Motors sind:

Stundenleistung am Triebradumfang = 200 PS bei 18,3 km/h;
Dauerleistung am Triebradumfang = 150 PS bei 18,3 km/h;
Stundenzugkraft = 2950 kg;
Mittlere Anfahrzugkraft = 6000 kg.

Der Motor ist selbstlüftend, die Kühlluft wird vom Dach her angesaugt. Die Lokomotive ist mit Wurfhebelbremse und Sandstreuer ausgestattet, der durch einen Fußhebel bedient wird und für beide Fahrtrichtungen sandet.

Der Stufentransformator ist für eine Stundenleistung von 180 kVA bemessen und besitzt Ölumlaufkühlung. Am Stufenschalter stehen zwölf Schaltstufen zur Verfügung. Der Scheerenstromabnehmer trägt zwei Schleifstücke und wird mittels Federkraft angepreßt.

Die Bedienungseinrichtungen für Stufenschalter, Fahrtwender und Sandstreuer und die Handbremse sind sowohl auf der rechten wie auf der linken Seite des Führerstandes angebracht, so daß der Führer stets den Platz einnehmen kann, der ihm die beste Übersicht gewährt. Durch gegenseitige Verriegelungen von Stufenschalter, Hauptschalter, Fahrtwender und Stromabnehmer werden Bedienungsfehler des Führers ausgeschlossen. Das Gesamtgewicht der Lokomotiven beträgt 24,5 t, der Achsstand 2,8, die Länge zwischen den Puffern 6,4 m.

Im Betrieb haben die neuen Verschiebelokomotiven der Type Ee 2/2 den gestellten Anforderungen voll entsprochen, so daß die S. B. B. weitere drei Lokomotiven der gleichen Bauart in Auftrag gegeben haben.

A. P.

# Das elektrische Reichsbahnnetz in Schlesien*).

Von **W. Usbeck**, Breslau.

Hierzu Tafel 15.

Die elektrisch betriebenen Strecken der Deutschen Reichsbahn bilden bisher kein zusammenhängendes Netz. Das erklärt sich z. T. aus der technischen Entwicklung, da die vor dem Kriege bestehenden Ländereisenbahnen Preußens, Bayerns und Badens fast gleichzeitig die neue Betriebsart zu erproben begannen und zwar die preußische Bahnverwaltung gleichzeitig auf einem weit von einander entfernten Flachlandnetz und einem Gebirgsnetz, z. T. aus den besonders günstigen örtlichen Verhältnissen für die Anfänge des elektrischen Betriebes, Vorhandensein von Wasserkräften, Braunkohlen, billigen Steinkohlen, Gebirgsstrecken mit schweren Betriebsverhältnissen und dergleichen. Die Erweiterung des elektrischen Betriebes muß von den zuerst ausgerüsteten Streckenteilen ausgehen. Denn der Betrieb wird um so wirtschaftlicher, je umfangreicher und verkehrsreicher er wird, da dann die Verkehrsmittel besser ausgenutzt werden können, als in einem eng begrenzten Gebiet.

## 1. Entwicklung des elektrischen Bahnbetriebs in Schlesien. Streckenverhältnisse.

Das schlesische Gebirgsbahnnetz wurde im Jahre 1910 gleichzeitig mit der im mitteldeutschen Braunkohlengebiet liegenden Strecke Magdeburg — Bitterfeld — Leipzig und Leipzig—Halle für den elektrischen Betrieb bestimmt. Die damalige preußische Staatseisenbahnverwaltung wollte die neue Betriebsart sowohl auf einer Flachlandstrecke, wie auf einer Gebirgsbahnstrecke erproben. Sie wählte die schlesische Gebirgsbahn in erster Linie deshalb, weil die militärische Bedeutung der Strecke gering war, in zweiter Linie, weil sie in bezug auf die Verkehrsdichte nicht zu den wichtigsten Linien gehört, ein Fehlschlagen des Versuchs also nicht so sehr in die Erscheinung getreten wäre. Wahrscheinlich aus dem letzteren Grunde beschränkte sie den elektrischen Betrieb auch nur auf die Teilstrecke Lauban—Königszelt, die allerdings die schwierigsten Streckenverhältnisse aufwies, und deren nach Süden ausstrahlenden Seitenlinien. Diese Beschränkung erwies sich bald nach Aufnahme des elektrischen Betriebes als verfehlt. Beide Endbahnhöfe des elektrischen Betriebes waren bis dahin keine Lokomotivwechselbahnhöfe gewesen. Betriebliche Schwierigkeiten stellten sich ein, deren Beseitigung nur durch Ausdehnung des elektrischen Betriebes zu den betrieblich und verkehrlich geeigneten Bahnhöfen, Breslau im Osten und Görlitz im Westen, möglich war. Die Einbeziehung der Strecke Lauban—Görlitz gelang trotz großer Schwierigkeiten in der Baustoffbeschaffung durch die Inflationsverhältnisse im Sommer 1923. Im gleichen Jahre wurde auch mit den Vorarbeiten für die Ausrüstung der Strecke Dittersbach—Glatz begonnen, die aber dann infolge der Schwierigkeiten in der Kapitalbeschaffung wieder aufgegeben wurden. Dagegen konnte mit der Ausrüstung der Strecke Königszelt—Breslau erst 1926 begonnen werden. Am 28. Januar 1928 ist dieser Restabschnitt der schlesischen Gebirgsbahnen und damit die schlesische Hauptstadt in den elektrischen Betrieb einbezogen worden. Im Frühjahr 1928 sind noch zwei weitere Anschlußlinien hinzugekommen, die 22 km lange Hauptbahn Lauban—Kohlfurt und die 11 km lange Nebenbahn Lauban—Marklissa. Damit ist erst die volle Ausnutzung des elektrischen Betriebes möglich und ein vorläufiger Abschluß in der Entwicklung des elektrischen Betriebes in Schlesien erreicht worden. Ein betrieblich zusammenhängendes Netz von erheblicher Ausdehnung wird jetzt einheitlich elektrisch betrieben. Ein Überblick über die Entwicklung des elektrischen Betriebes in Schlesien und über die hier gewonnenen Betriebserfahrungen wird daher von Interesse sein.

Über die Entwicklung der elektrischen Reichsbahnen in Schlesien mögen zunächst einige Daten folgen:

Der im Jahre 1910 aufgestellte Plan umfaßte die Elektrisierung folgender Strecken: Abb. 1, Taf. 15

| | | |
|---|---|---|
| 1. | Lauban—Königszelt | 129 km |
| 2. | Niedersalzbrunn—Halbstadt | 35 „ |
| 3. | Ruhbank—Liebau | 17 „ |
| 4. | Hirschberg—Schreiberhau—Polaun | 52 „ |
| 5. | Hirschberg—Schmiedeberg—Landeshut | 40 „ |
| | | 273 km |

Die Ausrüstung der unter 5 genannten Strecke ist s. Z. des geringen Verkehrs wegen zunächst zurückgestellt worden und schließlich ganz unterblieben.

Im Herbst 1911 wurde mit dem Bau begonnen. Im Frühjahr 1914 begannen die ersten Probefahrten auf der Teilstrecke Niedersalzbrunn—Fellhammer. Dann brach der Krieg aus und nach kurzer Zeit mußten die Bauarbeiten bis auf die Fertigstellung der Teilstrecke Königszelt—Dittersbach—Gottesberg und Niedersalzbrunn—Halbstadt eingestellt werden. Auf diesen Teilstrecken wurde mit wenigen vorhandenen Lokomotiven und Triebwagen ein notdürftiger Betrieb aufrecht erhalten. Erst nach dem Kriege konnte das unterbrochene Werk wieder aufgenommen und mit Überwindung großer Schwierigkeiten allmählich im Laufe von vier Jahren fertiggestellt werden. Aber auch dann war der Betrieb nur unvollkommen, da es an Lokomotiven fehlte. Erst von 1923 ab konnte der größte Teil der Züge elektrisch befördert werden. Die Abb. 2, Taf. 15 zeigt den Stromverbrauch des schlesischen Netzes vom Beginn der Stromlieferung ab. Die Kurve veranschaulicht die Nöte, unter denen die Entwicklung des elektrischen Betriebes in den Jahren 1914 bis 1922 infolge Fehlens der nötigen Zahl an Lokomotiven und infolge anfänglicher Mängel ihrer Bauart zu leiden hatte. Erst vom Jahre 1922 ab sehen wir einen schnellen Anstieg des Stromverbrauchs, der abgesehen von kleineren, vom Verkehr abhängigen Schwankungen in stetiger Aufwärtsentwicklung zu dem heutigen Verbrauch von über fünf Millionen kWh im Monat geführt hat. Im Jahre 1920 wurde die Teilstrecke Gottesberg—Hirschberg in den elektrischen Betrieb eingeführt. Es folgte 1921 Ruhbank-Liebau, 1922 Hirschberg—Lauban, Anfang 1923 Hirschberg—Polaun, im Sommer 1923 Lauban—Görlitz, 1928 Königszelt—Breslau, Lauban—Kohlfurt und Lauban—Marklissa und die Güterzugstrecke Groß Mochbern—Mochbern—Breslau. Dadurch haben die schlesischen elektrischen Reichsbahnen eine Länge von 356 km erreicht, von denen 213 km zweigleisig sind.

Die Abb. 3, Taf. 15 stellt das Längenprofil der Hauptstrecke Breslau—Görlitz dar. Von Breslau bis zum 58 km entfernten Freiburg besitzt sie den Charakter einer Flachlandbahn. Dann tritt sie in das Waldenburger Gebirge ein und steigt mit starken Steigungen (bis 20‰) und kleinen Krümmungshalbmessern (bis herab zu 182 m) durch das Waldenburger Kohlengebiet bis zur höchsten Erhebung bei Fellhammer (547 m über NN). Von dort fällt sie, das Vorgelände des

*) Der vorliegende Aufsatz bildet den 1. Teil der Darstellung der Entwicklung und der Betriebserfahrungen des schlesischen elektrisch betriebenen Netzes. Der 2. Teil erscheint in einem späteren Hefte.

Riesengebirges durchschneidend, mit Gefällen von etwa 10‰ bis Hirschberg. Von dort übersteigt die Bahn wieder mit 10‰ das Vorgelände des Riesen- und Isergebirges, um dann mit gleichmäßigem Gefälle von 10‰ bis Lauban zu fallen. Die Reststrecke Lauban—Görlitz weist wechselnde Neigungsverhältnisse ebenfalls mit 10‰ auf.

Von den Nebenstrecken nimmt die Strecke Hirschberg—Polaun eine besondere Stellung ein. Sie gehört zu den landschaftlich hervorragendsten Strecken Deutschlands. Sie führt von Hirschberg aus über Petersdorf—Schreiberhau zur Paßhöhe bei Jakobsthal zwischen dem Riesen- und Isergebirge (888 m über NN) und überwindet von Petersdorf bis Jakobsthal bei 21 km Länge einen Höhenunterschied von fast 600 m mit Steigungen bis zu 25‰ und Krümmungshalbmessern bis herab zu 200 m. Diese Bahnlinie kann sich in bezug auf die Schwierigkeit der Streckenverhältnisse den bekannten Alpenbahnen an die Seite stellen. Sie erreicht zwar nicht deren absolute Höhe über NN, aber die zu überwindende Höhe ist nahezu die gleiche (Abb. 4, Taf. 15). Die Strecke bietet im Winter besondere Schwierigkeiten für den Betrieb. Ungeheure Schneemassen gehen im Riesengebirge im Winter nieder, so daß die Offenhaltung der Strecke oft nur mit Hilfe

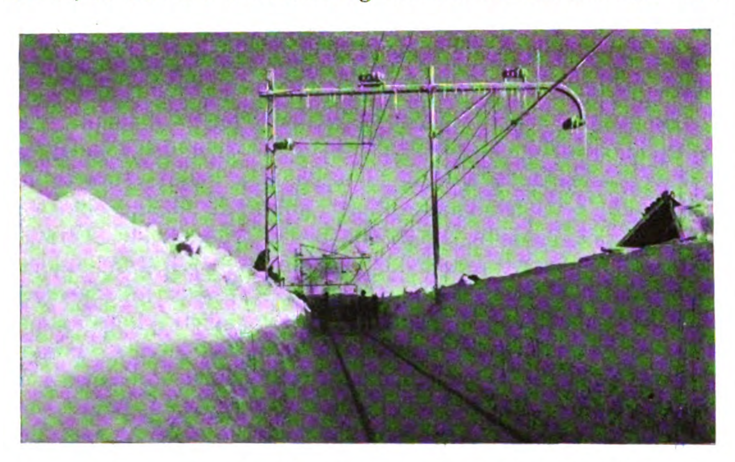


Abb. 1. Verschneite Bahnstrecke an der Paßhöhe bei Jakobsthal.

einer Schneeschleuder und der an den Fahrzeugen angebrachten Schneepflüge möglich ist. Die Textabb. 1 gibt einen Begriff von den Schneemassen, die an der Paßhöhe bei Jakobsthal im Winter auftreten. Häufige Nebelbildung verursacht starken Eisbehang an den Fahrleitungen, bei deren Ausbildung hierauf besonders Rücksicht genommen werden mußte.

Der Umfang des Verkehrs auf den schlesischen Gebirgsbahnen ist als mittelmäßig zu bezeichnen. Der Personenverkehr ist stark schwankend. Abgesehen von dem Berufsverkehr im Waldenburger Kohlenrevier ist der Personenverkehr in der Hauptsache mit der Jahreszeit schwankend. Starken Spitzenleistungen in den Hauptreisemonaten Juni bis August nach dem Riesengebirge und dem Glatzer Bergland stehen recht verkehrsschwache Zeiten im Frühjahr und Herbst gegenüber. Einen gewissen Ausgleich hat die starke Zunahme des Wintersports geboten, der im Riesengebirge vom Dezember bis in den April hinein dauernd ausgeübt werden kann und zahlreiche Wintersportler herbeizieht. Infolge dieser Schwankungen des Verkehrs sind auch die Zuggewichte stark wechselnd. In den Hauptreisetagen werden schwere Schnellzüge bis 600 t Anhängegewicht, oft mit Vor- und Nachzügen und zahlreiche Sonderzüge gefahren. Die Personenzüge weisen zeitweise ebenfalls hohe Zuggewichte bis 500 t auf. In den verkehrsschwachen Monaten dagegen steigt das Zuggewicht selten über 300 t. Täglich verkehren ein Schnellzugspaar und elf Personenzugpaare auf der Hauptstrecke, außerdem einige, örtlichem Berufsverkehr dienende Personenzüge, die nur kleine Streckenabschnitte bedienen.

Der Güterverkehr ist dagegen ziemlich stetig und in der Hauptsache durch die Kohlenförderung im Waldenburger Kohlenbezirk bestimmt. Es werden z. Z. durchschnittlich 15 Güterzugpaare auf der Hauptstrecke befördert, die bis 1300 t ausgelastet werden. Die Zahl steigt zeitweise auf 18 Güterzugpaare.

Die Nebenstrecken Niedersalzbrunn—Halbstadt, Ruhbank—Liebau, Hirschberg—Polaun dienen abgesehen von dem Zubringerverkehr zu den Gebirgsorten dem Übergangsverkehr zur Tschechoslowakei, der aber nur mäßigen Umfang hat. Die Anschlußstrecke Lauban—Kohlfurt besorgt den Übergangsverkehr von der Gebirgsbahn auf die Strecke Görlitz—Liegnitz und Kohlfurt—Sommerfeld—Berlin. Ein großer Teil der Güterzüge zweigt in Lauban von der Gebirgsbahn nach Kohlfurt ab. Die Nebenbahn Lauban—Marklissa hat nur örtliche Bedeutung.

## 2. Stromversorgung.

Für die Speisung des 356 km Streckenlänge umfassenden Netzes steht nur das Bahnkraftwerk Mittelsteine (Textabb. 2)

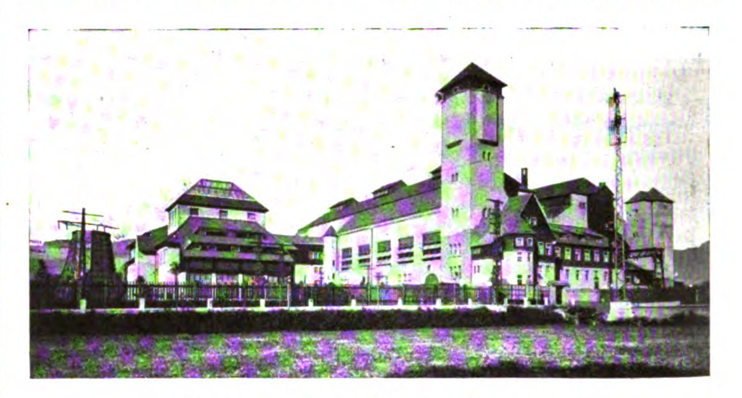


Abb. 2. Bahnkraftwerk Mittelsteine.

zur Verfügung. Es ist ein Zeichen der betriebssicheren Ausgestaltung dieses Werkes, daß trotz des Fehlens eines zweiten Stützpunktes niemals nennenswerte Störungen der Stromversorgung des umfangreichen Netzes vorgekommen sind, obwohl das Kraftwerk noch recht ungünstig zum Versorgungsgebiet liegt. Es ist nur durch eine an gemeinsamem Gestänge verlegte Doppelleitung mit dem Unterwerk Niedersalzbrunn verbunden. Von dort aus verzweigt sich die Fernleitung in der Richtung nach den Unterwerken Hirschberg und Lauban einerseits und Breslau andererseits.

Das Bahnkraftwerk Mittelsteine ist in den Jahren 1912 bis 1913 von privater Seite errichtet und bis 1926 betrieben worden. Dann ist es von der Reichsbahn angekauft worden und wird seit 1927 auch von ihr betrieben. Es besitzt eine installierte Einphasenleistung von 24000 kW und eine Drehstromleistung von z. Z. 4000 kW, die demnächst auf 10400 kW vergrößert wird (Textabb. 3). Der Drehstrom wird zum kleineren Teil für den Eigenbetrieb des Kraftwerks, zum größeren Teil für die Versorgung der die Kraftwerkskohle liefernden Zeche und der Grafschaft Glatz mit elektrischer Arbeit verwendet. Das Kraftwerk ist ein Dampfkraftwerk, in dem eine in der 12 km entfernten Johann Baptista-Grube der Neuroder Kohlen- und Tonwerke gewonnene abgesiebte Feinkohle von 6000 bis 6500 kcal mit stark backenden Eigenschaften zur Verfeuerung kommt.

Das erste Betriebsjahrzehnt des Kraftwerks stand unter der Einwirkung des Krieges, so daß bis 1922 nur eine ganz beschränkte Ausnutzung des Kraftwerks möglich war. Der schnelle Anstieg der Stromlieferung in den Jahren 1922 bis 1924

zeigte, daß die Kesselanlage nicht geeignet war, die im Bahnbetriebe auftretenden hohen Spitzen immer mit Sicherheit zu bewältigen. 1924 wurde daher eine Ruths-Speicheranlage eingebaut, bestehend aus einem Dampfspeicher von zwei Gefäßen von je 180 m³ Inhalt, ausreichend für eine Speicherung von 3000 kWh und eines Speicherturbinensatzes von 8000 kW Dauerleistung. Textabb. 4 zeigt den Ruths-Speicher vor Aufbringung der Wärmeisolation. Außerdem wurden zwei der vier älteren Turbinensätze von je 4000 kW auf Speicherbetrieb umgebaut. Der Einbau der Ruths-Speicheranlage hat zu einem glänzenden Erfolge geführt. Das Kraftwerk wird z. Z. arbeitet und wesentlich geringeren Dampfverbrauch aufweist als die älteren Maschinen hat eine wesentlich bessere Ausnutzung der Kesselanlage ermöglicht. Die Abb. 5, Taf. 15 zeigt die Kurve des Wärmeverbrauchs des Kraftwerks, der in den ersten Jahren infolge der mangelhaften Belastung recht hoch war, dann aber in den Jahren 1925 und folgenden infolge des Einbaues der Ruths-Speicheranlage und der Rußbläser sprunghaft sich ermäßigte und heute einen Wert von 6000 WE/kWh erreicht hat bei einem Wirkungsgrad der Kesselanlage von etwa 80%, der für eine Anlage von 15 atü als außerordentlich günstig bezeichnet werden muß. Wieviel von der Wärme-

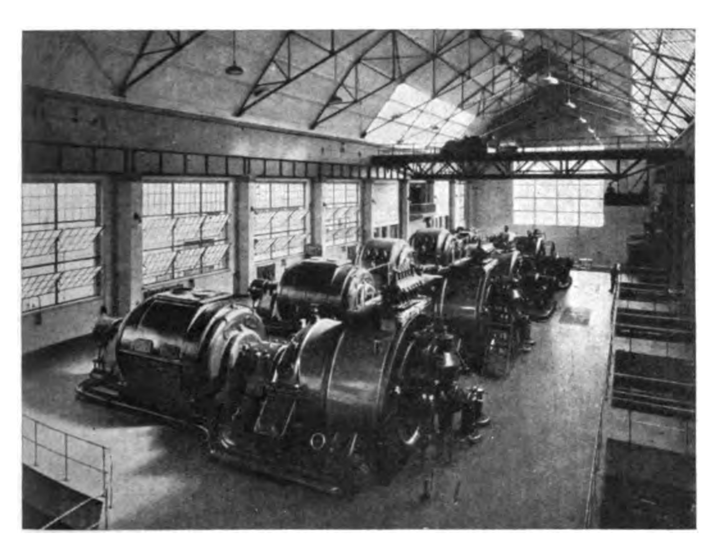


Abb. 3. Ansicht der im Bahnkraftwerk Mittelsteine aufgestellten Maschinensätze.

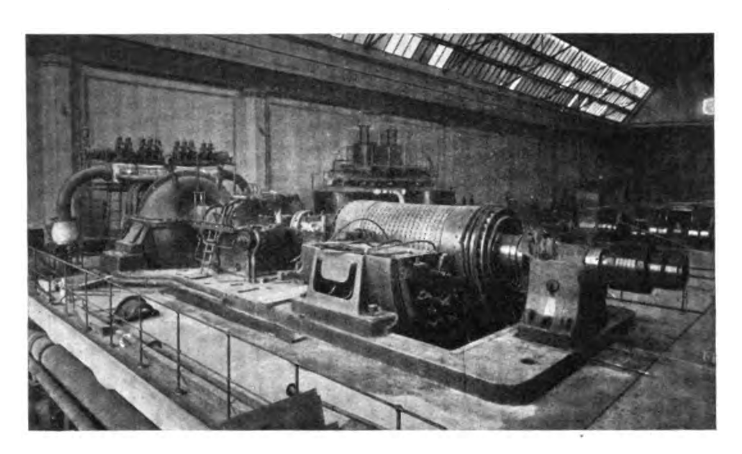


Abb. 5. 8000 kW Turbodynamos beim Zusammenbau.

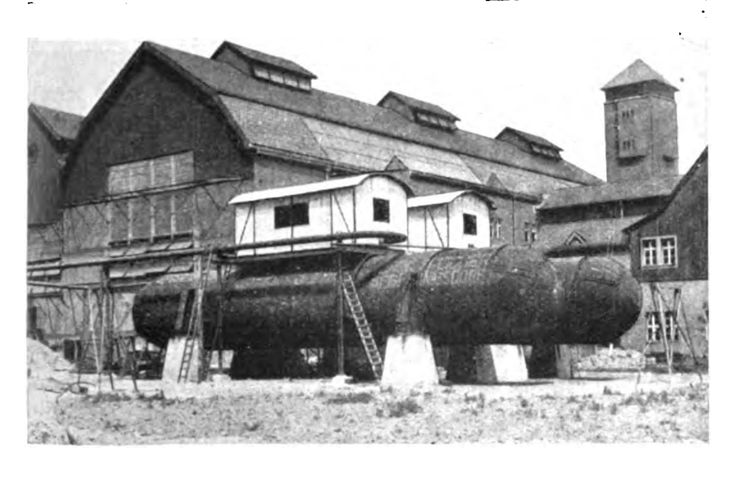


Abb. 4. Ruths Wärmespeicher im Reichsbahnkraftwerk Mittelsteine.

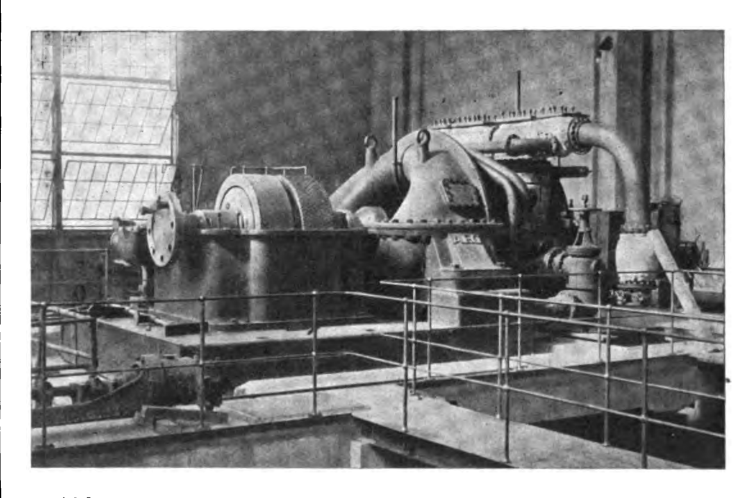


Abb. 6. Dampfturbine des 8000 kW-Maschinensatzes mit Zahnradvorgelege im Zusammenbau.

ersparnis auf den Speicherbetrieb und auf die Einrichtung der Rußbläser entfällt, läßt sich nicht sagen, da beide Einrichtungen etwa gleichzeitig in Betrieb genommen worden sind. Beim Ruths-Speicher geht bekanntlich ein Teil des nutzbaren Wärmegefälles verloren, weil der Speicher mit überhitztem Dampf gespeist wird, während er gesättigten Dampf abgibt. Trotzdem wirkt er im Sinne erhöhter Wirtschaftlichkeit aus zwei Gründen. Erstens ermöglicht er praktisch unveränderliche Feuerführung und verringert dadurch die Verluste im Kesselhaus, zweitens reicht die Kesselanlage für viel größere Leistungen aus, weil die Spitzen vom Speicher gedeckt werden. Die Erweiterung der Kesselleistung in Mittelsteine auf das Maß, das ohne Einbau des Speichers notwendig gewesen wäre, hätte wesentlich mehr Geld gekostet als die Speicheranlage, ohne daß die gleiche Sicherheit der Dampflieferung erzielt worden wäre. Abb. 6, Taf. 15 zeigt die Belastung des Kraftwerks an einem verkehrsreichen Tage. Die Kurve stellt die Mittelwerte der Belastung über 10 Minuten

mühelos den Anforderungen des stetig gestiegenen Strombedarfs gerecht. Ursprünglich für 40000000 kWh Bahnstrom und 10000000 kWh Drehstrom angelegt, gibt es jetzt ohne Vergrößerung des Kesselhauses über 70000000 kWh ab und damit ist noch keineswegs die Grenze erreicht. Bis zu einer Stromabgabe von 90000000 kWh, also 80% mehr als ursprünglich vorgesehen, wird keine Vergrößerung des Kesselhauses, in dem 10 Kessel von je 450 m² Heizfläche vorhanden sind, nötig werden. Allerdings ist dieser Erfolg nicht allein der Ruths-Speicheranlage zu verdanken. Hand in Hand damit ging die Ausrüstung der Kessel mit Rußbläsern, die eine bedeutende Erhöhung des Wirkungsgrades zur Folge hatte. Auch die Aufstellung des 8000 kW Maschinensatzes, der mit Zahnradvorgelege zwischen Turbine und Dynamo

dar. Bemerkenswert ist die ziemlich hohe Belastung auch der Nachtstunden.

Bemerkenswert ist, daß der Speicherturbinensatz von 8000 kW mit Zahnradvorgelege 1:3 ausgerüstet ist, so daß eine Turbinendrehzahl von 3000/min verwendet werden konnte. Textabb. 5 stellt den ganzen Maschinensatz,

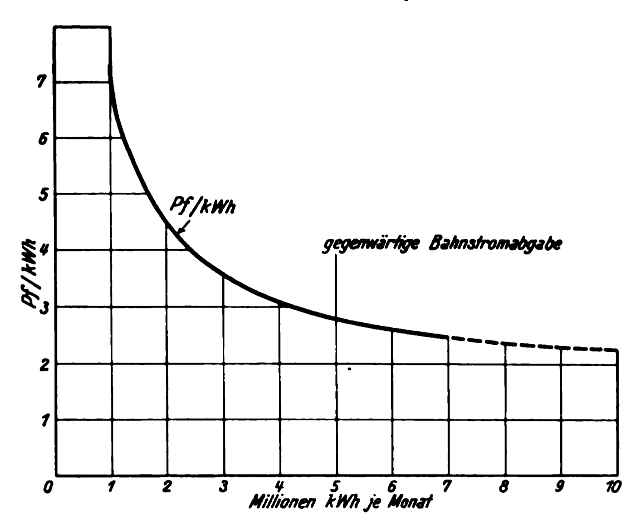



Abb. 7. Betriebskosten des Bahnstromes.

Textabb. 6 die Dampfturbine allein während des Zusammenbaus dar. Das Zahnradvorgelege ist deutlich zu erkennen. Das Zahnradvorgelege hat sich so gut bewährt, daß jetzt auch die beiden älteren auf Speicherbetrieb umgebauten Turbinen mit direktem Antrieb des Generators durch Speicherturbinen

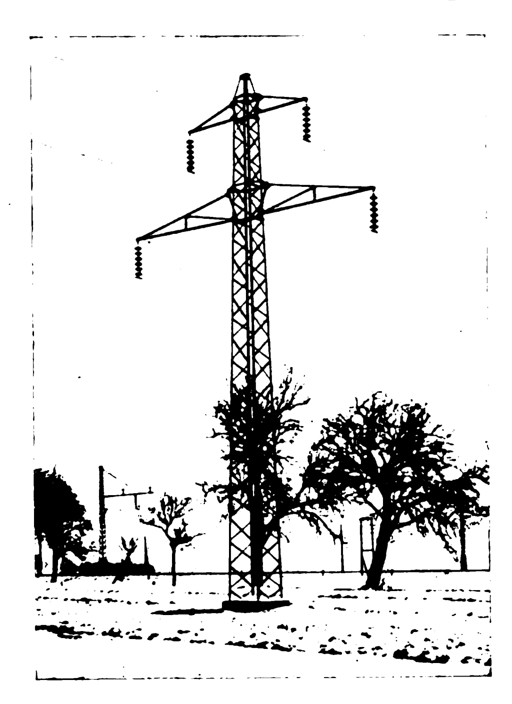


Abb. 8. Tragmast der 80 kV-Fernleitung Niedersalzbrunn—Breslau.

mit Zahnradvorgelege ersetzt werden. Durch den günstigeren Dampfverbrauch dieser Turbinen wird eine weitere Wärmeersparnis erzielt werden.

Die Betriebskosten des Bahnstromes, gemessen auf der Hochspannungsseite des Kraftwerks einschließlich Kapitaldienst zeigt die Textabb. 7. Bei der heutigen Stromabgabe von rund 60000000 kWh Bahnstrom ergibt sich ein Strompreis von 2,8 Rpf.

Die elektrische Ausrüstung des Werkes hat niemals Schwierigkeiten verursacht. Die zahlreichen Kurzschlüsse des Bahnbetriebes werden anstandslos ertragen.

### 3. Stromverteilung.

Die Weiterleitung der vom Kraftwerk gelieferten elektrischen Arbeit geschieht durch eine doppelte Fernleitung an gemeinsamem Gestänge mit 80 kV. Die Schwierigkeiten, die in den Jahren 1920 und 1921 durch Rauhreifbildung

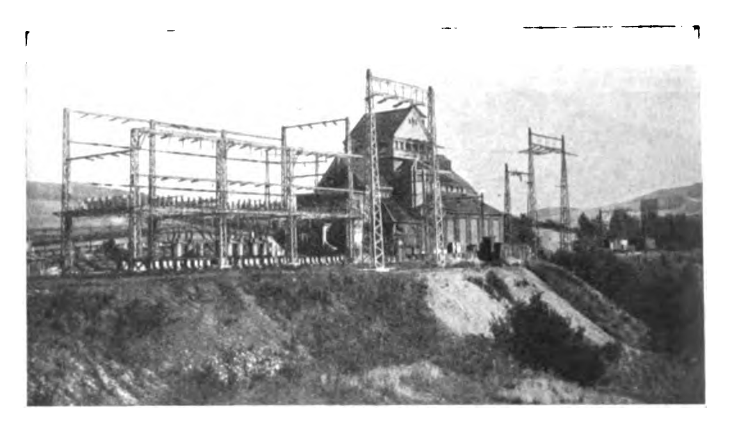


Abb. 9. Unterwerk Niedersalzbrunn mit Freiluftschaltstelle der Fernleitung.

und Stürme an diesen Leitungen auftraten, sind s. Z. eingehend erörtert worden*). Sie haben dazu geführt, daß bei der Erweiterung der Fernleitung, die 1927 durch die Ausdehnung des elektrischen Betriebes von Königszelt nach Breslau notwendig wurde, die beiden Phasen der Fernleitung mit sehr großen horizontalen Abständen (2,5 m) voneinander verlegt wurden (Textabb. 8), eine Maßnahme, die sich bei dem auf

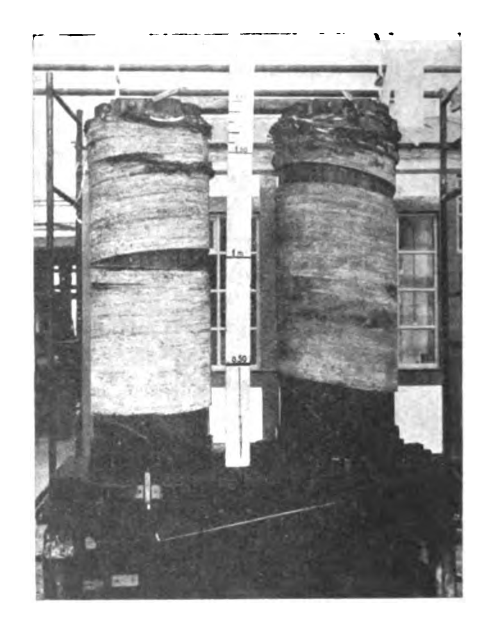


Abb. 10. Zerstörung eines Unterwerkstransformators mit niedriger Kurzschlußspannung durch Einwirkung von Kurzschlüssen.

Grund der Erfahrungen von 1920/21 durchgeführten Umbau der Fernleitung so gut bewährt hat, daß niemals wieder Störungen durch Phasenberührung vorgekommen sind. Die Fernleitung ist an drehbaren Auslegern aufgehängt worden.

Bei Einrichtung des elektrischen Betriebes sind vier Unterwerke gebaut worden, in Niedersalzbrunn, Ruhbank,

*) ETZ 1923, Heft 25 vom 21. 6. 23.

Hirschberg und Lauban. Die Schaltanlagen dieser Unterwerke sind in Gebäuden untergebracht. Die Fernleitung wurde durch das Obergeschoß der Unterwerke durchgeführt. Die Entfernung dieser Unterwerke voneinander, gemessen an der Bahnlinie, betrug 33, 29 und 49 km. Das Unterwerk Ruhbank erwies sich als unnötig und wurde im Jahre 1923 aufgehoben. Es besteht nur als Schaltstelle für die Fernleitung weiter. Der Ausbau der Strecke Breslau—Königszelt macht ein weiteres Unterwerk nötig, das aber noch nicht errichtet wurde. Die Strecke wird vorläufig von dem Unterwerk Niedersalzbrunn gespeist und zwar auf eine freitragende Länge von 68 km. Das neue Unterwerk soll in Breslau errichtet werden, damit es später auch zur Stromversorgung der Strecke Breslau—Liegnitz mitbenutzt werden kann. Der Bau der Fernleitung zwischen Niedersalzbrunn und Breslau ist zur Hälfte, bis Mettkau, fertiggestellt. Diese Fernleitung wird vorläufig als Speiseleitung für die Fahrleitung der Strecke Breslau—Königszelt benutzt und mit 15 kV betrieben. Das Unterwerk Niedersalzbrunn hat durch die Abzweigung der Fernleitung nach Breslau erhöhte Bedeutung gewonnen. Es ist jetzt zum Hauptverteilungspunkt für die Fernleitung geworden. Die dafür notwendigen Einrichtungen ließen sich nicht mehr in dem vorhandenen Gebäude unterbringen. Infolgedessen wurde außerhalb des Gebäudes eine in Freiluftbauweise hergestellte Schaltstelle errichtet und die bisherige Durchführung der Fernleitung durch das Unterwerk beseitigt (Textabb. 9).

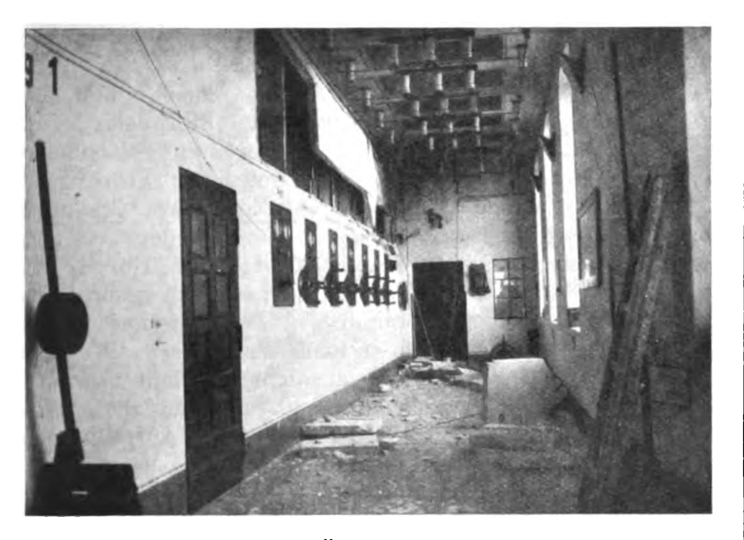


Abb. 11. Wirkung einer Ölschalterexplosion im Unterwerk Hirschberg.

Von der Schaltstelle aus werden in Zukunft das Unterwerk Niedersalzbrunn und Breslau durch je eine besondere, die Unterwerke Hirschberg und Lauban durch eine gemeinsame Speiseleitung mit elektrischer Arbeit versorgt. Bei der großen Bedeutung dieser Schaltstelle für die Sicherheit des Betriebes sind sowohl die Ölschalter als auch die Trennschalter der Freiluftschaltstelle mit motorischem Antrieb versehen und werden von einer Warte aus durch elektrische Fernsteuerung geschaltet. Infolge Platzmangel konnte die jetzt bevorzugte Flachbauweise nicht angewendet werden. Die Freiluftschaltanlage am Unterwerk Niedersalzbrunn ist die erste in Freiluftbauweise ausgeführte Schaltanlage der deutschen Reichsbahn.

In den Unterwerken sind bei Einrichtung des elektrischen Betriebes Transformatoren mit Selbstkühlung und einer Leistung von 1600 kVA und einer Kurzschlußspannung von etwa 4% aufgestellt worden. Bei der inzwischen vorgenommenen Erweiterung der Unterwerke ist die Leistung für die Einheit verdoppelt und die Kurzschlußspannung auf 7% erhöht worden, da bei den zahlreichen Kurzschlüssen starke Beschädigungen von Transformatoren mit niedriger Kurzschlußspannung vorgekommen sind (Textabb. 10). Auch die Ölschalter für die Fahrleitung, die in erster Linie den Kurzschlüssen ausgesetzt sind, haben z. T. Schwierigkeiten bereitet. Textabb. 11 zeigt die Wirkung einer Explosion, die infolge mangelhafter Konstruktion einer Ölschalterbauart im Unterwerk Hirschberg vorgekommen ist, bei der zwei Personen schwer verletzt wurden. Es handelt sich dabei um eine ältere Ölschalterbauart mit horizontaler Anordnung der Isolation an der Schalttraverse. Die Anforderungen, die an diese Ölschalter gestellt werden, sind außerordentlich hoch. Abb. 7, Taf. 15 zeigt die Zahl der monatlichen Kurzschlüsse in den Jahren 1924 bis 1927. Die Kurve zeigt alljährlich etwa das gleiche Bild. In den durch starke Gewittertätigkeit ausgezeichneten Monaten steigt die Zahl der Kurzschlüsse zu großer Höhe an. Da mit steigender Ausdehnung des Netzes und größerer Kraftwerks- und Unterwerksleistung auch die Kurzschlußstromstärke anwächst, ist besondere Vorsicht bei der Ausbildung der Fahrleitungsschalter geboten. Die neueren Konstruktionen scheinen den gestellten Anforderungen zu genügen. Doch bleiben noch weitere Erfahrungen abzuwarten.

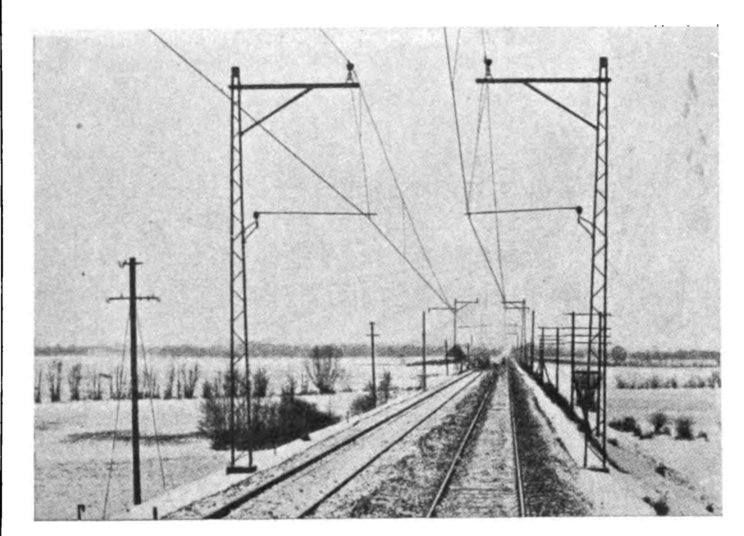


Abb. 12. Neue Fahrleitung auf der Strecke Breslau—Königszelt in der geraden Strecke.

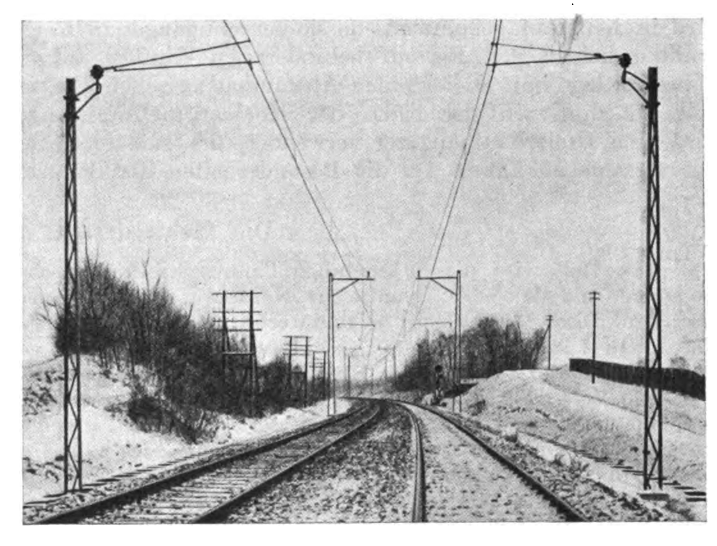


Abb. 13. Neue Fahrleitung auf der Strecke Breslau—Königszelt in der Krümmung.

Die Fahrleitungen sind s. Z. in den drei verschiedenen Bauarten ausgeführt worden, die von der Allgemeinen

Elektrizitäts-Gesellschaft, den Bergmann-Elektrizitätswerken und den Siemens-Schuckertwerken angeboten worden sind. Die Besonderheiten dieser verschiedenen Bauarten sind bekannt. Die Reichsbahn-Gesellschaft hat dann auf Grund der Erfahrungen im Betriebe eine einheitliche Bauart festgelegt, die ein fest verankertes Tragseil aus Bronze oder verzinkt-verbleitem Stahl, einen Fahrdraht mit rundem, mit Rillen versehenen Querschnitt und Aufhängung des Fahrdrahtes am Tragseil durch Hängeseile aus biegsamem Bronzeseil von 10 mm² in Abständen von etwa 12 m vorsieht. Die Schiefstellung der Hängeseile bei Temperaturänderungen wird in den Kauf genommen, da sie bei den längeren Hängedrähten keinen den Betrieb behindernden Einfluß auf die Fahrdrahtlage hat. Bei kleinen Abständen zwischen Tragseil und Fahrdraht in der Nähe der Hochspannvorrichtungen wird eine Dreieckaufhängung verwendet, die sich am Tragseil verschieben kann. Da die Besonderheiten der Bauarten der Elektrizitätsfirmen sich als nicht notwendig erwiesen, wurden aus Gründen der vereinfachten Unterhaltung allmählich alle Fahrleitungen auf die Einheitsbauart umgebaut.

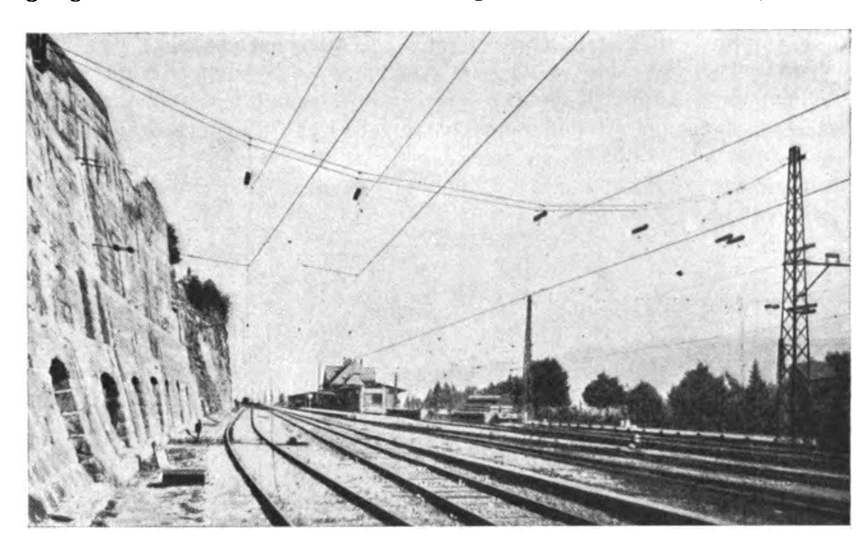


Abb. 14. Aufhängung der Fahrleitung an Querseilen auf Bahnhof Oberschreiberhau.

Die Tragwerke der Fahrleitung waren ursprünglich mit Abständen von 100 m in der geraden Strecke angeordnet. Dieser Abstand hat sich als zu weit erwiesen. Zahlreiche Entgleisungen der Stromabnehmerbügel waren die Folge. Infolgedessen mußten an zahlreichen Stellen in der Mitte der einzelnen Spannweiten Maste zur Abstützung des Fahrdrahtes eingebaut werden.

Diese Erfahrung wurde beim Bau der neuen Fahrleitung auf der im Januar dieses Jahres in Betrieb genommenen Strecke Breslau — Königszelt in der Weise berücksichtigt, daß von vornherein eine Abstützung der Fahrleitung in Feldmitte vorgesehen und der Abstand der Stützpunkte auf 120 m vergrößert wurde. Textabb. 12 und 13 zeigen diese Fahrleitung in der graden Strecke und in der Krümmung.

Die auf Bahnhöfen früher benutzte Aufhängung der Fahrleitung an Quertragwerken aus Eisen ist grundsätzlich verlassen worden. Jetzt wird allgemein die Querseilaufhängung benutzt (Textabb. 14), die wesentlich größere Spannweiten ermöglicht und ein lichteres Bild der Fahrleitung ergibt.

Die Fahrleitung hat jetzt einen hohen Grad der Betriebssicherheit erreicht. Störungen in der Fahrleitung gehören zu den größten Seltenheiten. Die Kurzschlüsse haben in der Regel keine Störung des Betriebes zur Folge, da sie in kürzester Zeit (etwa 1/4 Sekunde) vom Unterwerk abgeschaltet werden und in der weit überwiegenden Mehrzahl nur vorübergehend sind. Durch weitgehende Unterteilung der Fahrleitung ist dafür gesorgt, daß nur beschränkte Streckenabschnitte in Mitleidenschaft gezogen werden. Die Fahrleitungen beider Gleise und die Unterwerksspeisebezirke sind nicht zusammengeschaltet worden, da ein Bedürfnis dazu nicht besteht und auf diese Weise komplizierte Einrichtungen zur selbsttätigen Aufteilung des Netzes vermieden werden konnten.

## Die Elektrisierung der spanischen Nordbahn.

Seit 1925 wird die 62 km lange Pajares-Strecke zwischen Bustongo und Ujo der Spanischen Nordbahn rein elektrisch betrieben. Diese Strecke weist bei ununterbrochenen Krümmungen eine mittlere Steigung von 20‰ auf und hat 71 Tunnel von zusammen 26 km Länge. Als Stromsystem wurde Gleichstrom von 3000 Volt gewählt. Der Strom wird mit 30 kV und 50 Per aus dem bahnfremden Kraftwerk Cobertoria zugeführt. In zwei Unterwerken wird der Strom umgeformt, deren jedes zwei Umformergruppen, bestehend aus einem Drehstromtransformator von 1900 kVA und 30000/3500 V und einem Motorgenerator von 1500 kW Leistung, enthält.

Die bisherigen Ergebnisse des elektrischen Zugbetriebes sind sehr günstig. Während im Dampfbetrieb nur täglich 15 Züge mit 4950 Bruttotonnen befördert werden konnten, ist jetzt die Leistungsfähigkeit auf 7260 t bei Verwendung einer und auf 13200 t bei zwei Zuglokomotiven gestiegen. Die elektrischen Lokomotiven brauchen nur 51,6 v. H. der Lokomotiv-km, wie sie die Dampflokomotiven für gleiche Zugleistungen brauchten. Der Stromverbrauch betrug 1925 für den Lokomotiv-km 15,7 kWh, für den tkm 53 Wh. Die durch Nutzbremsung zurückgewonnene elektrische Arbeit betrug etwa 10 v. H. des Verbrauches der auf der Steigung liegenden Züge. Die Gegenüberstellung der Betriebskosten für den ehemaligen Dampfbetrieb und den heutigen elektrischen Betrieb ergibt eine Ersparnis von rund einer Million Mark jährlich zugunsten des elektrischen Betriebes.

Dreißig Dampflokomotiven wurden durch nur zehn elektrische Lokomotiven ersetzt, im Preise der Zugförderungsarbeit wurde eine Ersparnis von 55 v. H. erzielt, die Lokomotiv-km wurden um 47 v. H. vermindert, die Unterhaltungskosten der Lokomotiven um 73 v. H. und die Personalkosten um 63 v. H. verringert.

Eb.

(Nach „Waggon- u. Lokomotivbau".)

## Elektrische Lokomotive mit Stromabnehmer und Batterie.

Die Chicago North Shore und Milwaukee-Bahn hat zwei elektrische Lokomotiven in Dienst gestellt, die mit Stromabnehmer und Batterie ausgerüstet sind. Auf der Hauptstrecke und allen Gleisen, die Oberleitung besitzen, wird der Stromabnehmer benützt, während auf Industriegleisanschlüssen und sonstigen Gleisen ohne Oberleitung die Batterie in Tätigkeit tritt. Während der Fahrt mit Stromentnahme aus der Oberleitung kann die Batterie wieder aufgeladen werden. Die Lokomotive wiegt 65 t, hat vier Motoren von je 205 PS und eine Batterie von 600 Amperestunden. In die Lokomotive ist ein Motorgenerator von 25 kW eingebaut. Ist die Batterie geladen, so wird selbsttätig der Motorgenerator abgeschaltet, ist sie zu etwa 15% entladen, so wird er selbsttätig angelassen. Ebenso wird der Motorgenerator selbsttätig abgeschaltet oder angelassen, wenn während des Ladens die Lokomotive ein Gleis mit Oberleitung verläßt oder wieder befährt. Die Lokomotive entwickelt bei Fahrt an der Oberleitung mit 600 Volt Spannung eine Stundenzugkraft von etwa 10000 kg bei 22 km/h Geschwindigkeit und eine Dauerzugkraft von etwa 7600 kg bei 23 km/h Geschwindigkeit.

(Railw. Age, März 1928.) Eb.



# Die Elektrisierung der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen.

**Kurzer Überblick über die Einrichtungen für die elektrische Zugförderung.**

Von Regierungsbaumeister **Lang.**

## Allgemeines.

Schon lange vor dem Kriege war geplant, die Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen zu elektrisieren. Man machte auch den ersten Versuch, indem man die 9 km lange Strecke Potsdamer Bahnhof—Lichterfelde Ost (seit dem Jahre 1903) elektrisch betrieb. Bei diesem Versuch blieb es lange Jahre, bis nach dem Kriege alle interessierten Kreise den Gedanken wieder aufnahmen. Im Jahre 1923 beschloß die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft endgültig, das gesamte Netz der Berliner Stadt- und Ringbahn und den größten Teil der Vorortstrecken zu elektrisieren. Der Umfang der Elektrisierung ist aus Abb. 1 zu ersehen.




Abb. 1. Lageplan der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen. Stand Ende 1927.

Der Übergang zum elektrischen Betrieb war aus Gründen des Verkehrs, des Betriebs und der Wirtschaftlichkeit eine zwingende Notwendigkeit geworden.

Eine Dampfbahn ist den Anforderungen nicht in dem Maße gewachsen, wie ihn heute der Nahverkehr einer Großstadt an ein Beförderungsmittel stellt. Das zeigte sich schon vor dem Kriege, als der Verkehr auf der Stadt- und Ringbahn immer mehr anstieg. Man mußte damit rechnen, daß die Stadt- und Ringbahn bald an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt sei, und sah ein, daß nur eine Änderung der Betriebsart und zwar die Umgestaltung der Bahn zu einer elektrischen Schnellbahn die Verhältnisse bessern könnte. Nachdem die Inflationsjahre noch einmal der Bahn infolge des niedrigen Tarifs einen erheblichen Verkehrszuwachs gebracht hatten, verschob sich das Bild in den letzten Jahren. Straßenbahn, Autobus und insbesondere die Untergrundbahn bauten wieder auf und erweiterten ihr Netz und ihren Wagenpark. Um konkurrenzfähig zu bleiben, mußte jetzt auch die Reichsbahn daran denken, die Stadt- und Ringbahn zu einer neuzeitlichen Schnellbahn umzugestalten und damit dem Publikum rasche und bequeme Verkehrsmöglichkeit zu bieten.

Außer der für eine Stadtbahn wichtigen Rauchfreiheit und Sauberkeit hat der elektrische Betrieb gegenüber dem Dampfbetrieb noch eine ganze Anzahl anderer Vorteile. Der elektrische Betrieb wird mit Triebwagenzügen durchgeführt, welche es ermöglichen, auch in den Zeiten schwachen Verkehrs mit kleinen Zugeinheiten eine dichte Zugfolge aufrecht zu erhalten. Die elektrischen Züge haben eine viel höhere Anfahrbeschleunigung und größere Fahrgeschwindigkeit als die Dampfzüge. Während beim Dampfbetrieb der Kopfbahnhof Potsdamer Ringbahnhof einer Verstärkung der Zugfolge Grenzen setzt, ist beim elektrischen Zugbetrieb dieser Bahnhof kein Hindernis für eine Erhöhung der Zugdichte; denn die Wendezeit wird, da die elektrischen Triebwagenzüge an beiden Enden Führerstände

haben und von beiden Enden aus gefahren werden können, auf ein Mindestmaß herabgesetzt, nämlich auf die Zeit, die das Personal braucht, um von einem Zugende zum anderen Ende zu gehen. Alle sonst beim Dampfbetriebe erforderlichen Maßnahmen, wie Lok.-Wechsel, Umstecken der Signale, Bremsprobe usw., fallen beim elektrischen Betrieb weg.

Es ist möglich, statt 24 Züge stündlich, die jetzt auf der Stadtbahn verkehren, 40 Züge zu fahren. Auf der Ringbahn, auf der jetzt noch Zugabstände von 10 Min. und mehr üblich sind, kann ebenfalls eine zeitgemäße engere Zugfolge eingeführt werden. Die elektrischen Züge haben eine Höchstgeschwindigkeit von 80 km. Bei einer Reisegeschwindigkeit von 50 km kann daher der Umlauf auf der Ringbahn, der jetzt 120 Min. dauert, in 80 Min. zurückgelegt werden. Die Fahrzeit auf der Stadtbahn zwischen „Schlesischer Bahnhof" und „Charlottenburg" kann von 33 Min. auf 22 Min. herabgesetzt werden. Im ganzen wird die Fahrzeit der Züge um etwa 25 bis 30% gekürzt werden können.

Die Stadt- und Ringbahn, die beim Dampfbetrieb ein Zuschußbetrieb war, wird sich nach der Elektrisierung finanziell selber tragen, wie vorsichtig aufgestellte wirtschaftliche Rechnungen zeigen, vorausgesetzt, daß betrieblich die Vorteile ausgenutzt werden, welche die elektrische Zugbeförderung bietet, also Erhöhung der Reisegeschwindigkeit und der Zugdichte, Fahren mit kleinen Zugeinheiten usw.

## Die Stromversorgung.

Es war zunächst beabsichtigt, ein eigenes Kraftwerk für die Stromversorgung der elektrisch betriebenen Strecken zu errichten. Diese Absicht hat man vorläufig aufgegeben und sich trotz schwerer Bedenken entschlossen, bis auf weiteres den Strom von fremden Lieferern zu beziehen. Gegen den Anschluß an fremde Lieferer sprach vor allem die Tatsache, daß man den wichtigsten Teil der Anlage, nämlich die Stromerzeugung nicht in der Hand hat, so daß die Gefahr besteht, daß man in diesem Falle nicht Herr im eigenen Hause ist. Um sich für alle Fälle zu sichern, hat die Reichsbahn in den Vertrag Bestimmungen aufnehmen lassen, die ihr die Möglichkeit geben, bei ungenügender Leistung vom Vertrag während seiner Dauer zurückzutreten.

In die Stromlieferung teilen sich je zur Hälfte die Berliner Städtische Elektrizitätswerke A.-G. (BEWAG) und die Elektrowerke A.-G. (EWAG). Die letzteren führen den Strom über besondere Fernleitungen mit einer Spannung von 110000 Volt von den Werken Trattendorf und Zschornewitz zu den Umspannwerken Charlottenburg und Rummelsburg der BEWAG (siehe Abb. 2). Die BEWAG erzeugt den Bahnstrom in ihrem neuen Kraftwerk Klingenberg. Beide Lieferer erzeugen auf Verlangen der Reichsbahn den Strom mit besonderen Generatoren. Bei Störungen in einer Leitung können die anderen Leitungen einspringen. Wenn alle Leitungen gestört sind kann die BEWAG allein die Stromversorgung aufrecht erhalten. Damit sind genügende Sicherungen dafür gegeben, daß Störungen in der Stromzuführung sich nicht auf den Zugbetrieb auswirken.

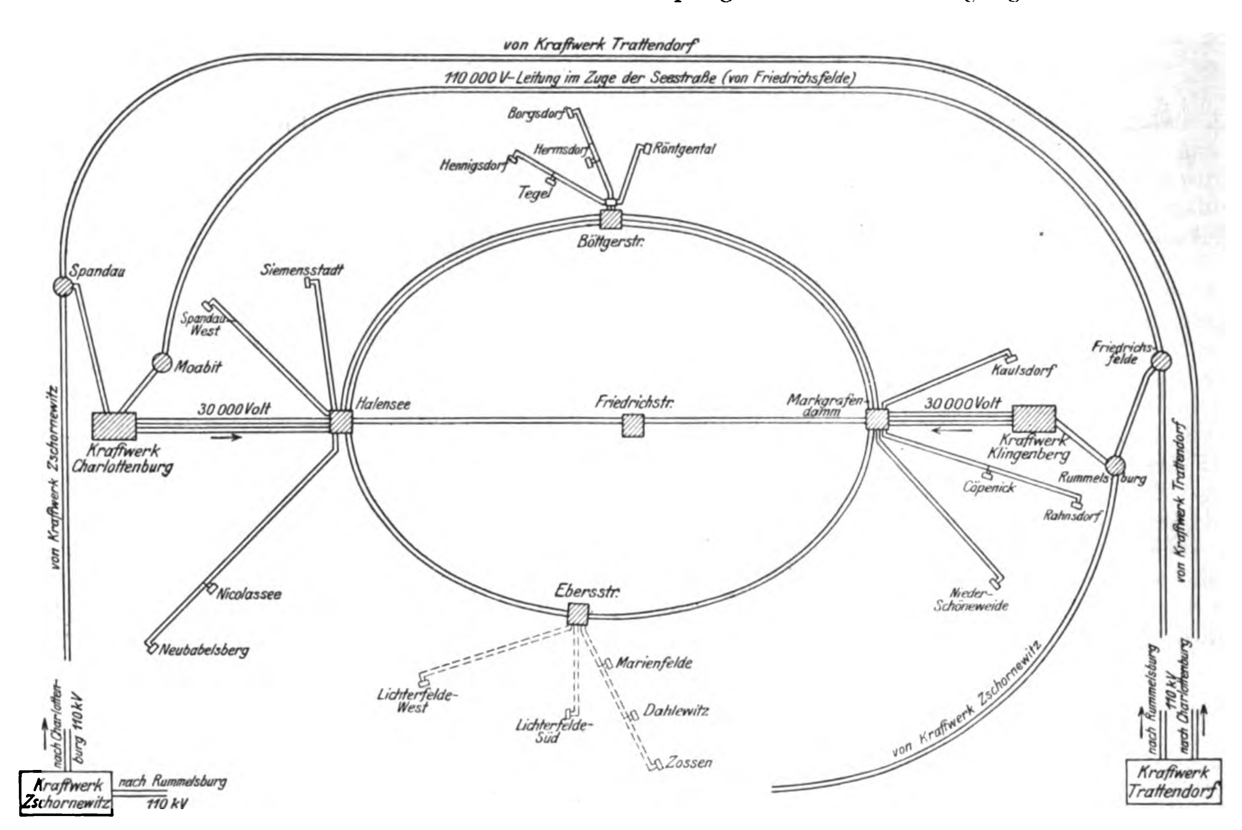



Abb. 2. Dis Stromversorgung der Berliner Stadt- und Ringbahn: 110000 Volt Fernleitungen der Stromlieferer und 30000 Volt Kabelnetz der Reichsbahn.

Der Strom wird von den Werken Charlottenburg und Klingenberg der BEWAG als Drehstrom mit einer Spannung von 30000 Volt über je vier den Lieferern gehörige Kabel zu den bahneigenen Schaltwerken Markgrafendamm und Halensee geführt. In diesen Schaltwerken sind beide Lieferer vorhanden. Die Stromverteilung auf die Unterwerke ist aber dabei in der Weise geregelt, daß im normalen Betrieb die BEWAG nur die östliche Hälfte und die Elektrowerke A.-G. nur die westliche Hälfte der Strecken mit Strom beliefert. Bei Störungen kann jeder Lieferer den Bezirk des anderen mit Strom versorgen.

Der Strompreis, der an die Lieferer bezahlt wird, setzt sich aus einer Grundgebühr für das bereitgestellte Kilowatt und aus einer Arbeitsgebühr zusammen. Der Kilowattstundenpreis übersteigt nicht wesentlich den Preis einer in einem eigenen Kraftwerk erzeugten Kilowattstunde, sobald die Lieferung in voller Höhe eingesetzt hat.

## Fahrstrom und Fahrleitung.

Im Gegensatz zu den übrigen elektrischen Strecken der Deutschen Reichsbahn, bei denen Einphasen-Wechselstrom verwendet wird, hat man für die Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken Gleichstrom gewählt. Der Gleichstrom ist die gegebene Stromart für Stadtschnellbahnen, deren Betrieb wegen ihres im Laufe des Tages stark wechselnden Verkehrs



Abb. 3a. Stromschiene mit abgehobenem Schutz und Kabelanschlüssen. (Im Hintergrund Triebwagenzug Bauart 1925.)

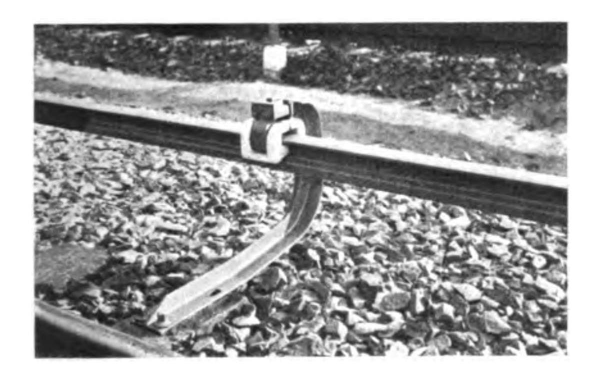


Abb. 3b. Stromschiene mit Bock (ohne Holzschutz).

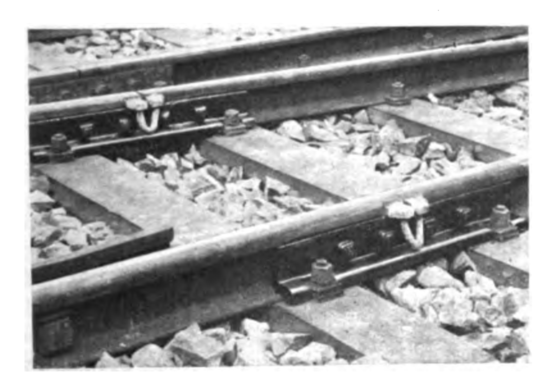


Abb. 4. Kupferner Stoßverbinder.

wirtschaftlich nur mit Triebwagenzügen durchgeführt werden kann. Die Gewichte und Kosten von Wechselstromtriebwagen sind bedeutend höher, als die von Gleichstromtriebwagen. Die Betriebsspannung beträgt 750 Volt, eine Spannung, die gestattet, noch mit einfacher Isolation auszukommen.

Als Fahrleitung wird mit Rücksicht auf die auftretenden Stromstärken, die einen grossen Leitungsquerschnitt erfordern, eine dritte Schiene verwendet. Sie besteht aus Weicheisen und ist in geringer Höhe seitlich neben den Fahrschienen mit klauenförmigen Porzellan- oder Steatitisolatoren an Tragböcken aus T-Eisen aufgehängt, die mit Schrauben auf den Schwellen befestigt sind. Durch eine dreiseitige Holzabdeckung ist sie gegen zufällige Berührung geschützt (Abb. 3a und 3b).

Die Stromschiene wird von den Stromabnehmern der Fahrzeuge von unten bestrichen; auf längeren Brücken dagegen ist wegen des geringen Platzes zwischen den Obergurten eine seitlich bestrichene Stromschiene eingebaut worden.

Da der Strom über die Fahrschienen zum Unterwerk zurückgeleitet wird, müssen diese zur Verbesserung ihrer Leitfähigkeit mit besonderen, gut leitenden Stoßverbindungen versehen werden. Die Stöße setzen dem Stromdurchgang einen sehr hohen Widerstand entgegen; man überbrückt sie durch kurze U-förmige Kupferleitungen, die mit Eisenschuhen an die Köpfe der beiden zusammenstoßenden Schienen angeschweißt sind (Abb. 4). Es werden auch längere Kupferseile verwendet, die mit Eisenstöpseln an den Schienenstegen befestigt sind (Stöpselverbinder). Die Leitfähigkeit der Stöße wird auch noch auf eine andere Art verbessert; die Auflageflächen von Laschen und Schienen werden stark verzinkt und die Laschen durch starkes Anziehen der Schrauben in innige Berührung mit den Schienen gebracht („verzinkter Stoß"). Auf den Berliner Strecken werden die genannten Arten der Stoßverbindungen nebeneinander angewendet und zwar verwendet man Kupferverbinder wegen ihrer leichten Auswechselbarkeit in der Hauptsache auf stark befahrenen Strecken, auf denen die Schienen öfters erneuert werden müssen.

## Die Stromverteilung.

In den bahneigenen Schaltwerken Markgrafendamm und Halensee wird der Fremdstrom übernommen und in Zählern gemessen. Von dort aus wird er über ein bahneigenes 30000 Volt-Kabelnetz auf die übrigen Werke verteilt. Außer den beiden Schaltwerken Halensee und Markgrafendamm im Westen und Osten sind noch zwei Schaltwerke an den beiden anderen Knotenpunkten im Norden und Süden vorhanden und zwar eines in der Nähe des Bahnhofs Gesundbrunnen, das Schaltwerk „Böttgerstraße" und eines am Bahnhof Ebersstraße, das Schaltwerk „Ebersstraße" (Abb. 5). Auch am Bahnhof „Friedrichstrasse" befindet sich ein Schaltwerk, das die Aufgabe hat, die Kupplung der im gewöhnlichen Betriebe hier aufgetrennten 30 kV-Kabel vorzunehmen, wenn bei einem der beiden Lieferer die Stromlieferung aussetzt. Die Schaltwerke enthalten alle für das Hochspannungsnetz notwendigen Schalt- und Meßeinrichtungen. Den Werken Halensee (Abb. 6), Markgrafendamm und Ebersstraße sind außerdem noch Gleichrichterwerke mit acht bzw. zehn Gleichrichtern angegliedert. Im Werk Markgrafendamm sitzt der sogenannte „Lastverteiler"; das ist ein Beamter, der die gesamte Lieferung und Verteilung des Drehstroms überwacht. Leuchtschaltbilder und Lichtbandinstrumente geben ihm eine bequeme Übersicht über den Betriebszustand des Drehstromnetzes. Der Lastverteiler sorgt dafür, daß von jedem Lieferer gleiche Energiemengen bezogen werden und führt die zu diesem Zweck notwendigen Umschaltungen aus; er ist die einzige Stelle, die mit den Lieferwerken unmittelbar verkehrt.

In jedem der vier Schaltwerke an den Eckpunkten befindet sich eine Schaltwarte, von der aus die übrigen Gleichrichterwerke der Stadt- und Ringbahn, die nicht besetzt sind, ferngesteuert werden. Die unbesetzten Gleichrichterwerke werden nach einem besonderen System ferngesteuert, das von der Firma Siemens & Halske gemeinsam mit der Reichsbahndirektion Berlin ausgearbeitet worden ist. Eine nähere Beschreibung über dieses System, dessen Elemente aus der Fern-

Zeichenerklärung

- Stromschiene
- Kleine bezw. große Trennstelle der Stromschiene
- Bahnsteig
- Gleichrichterwerk mit 2 Gleichrichtern
- Schaltstelle für 30 kV-Kabel
- 30 kV-Kabel
- Stromschienen-Speise-Kabel 800 Volt

Abb. 5. Schaltbild des Kabel- und Stromschienennetzes (ohne Nordstrecken).

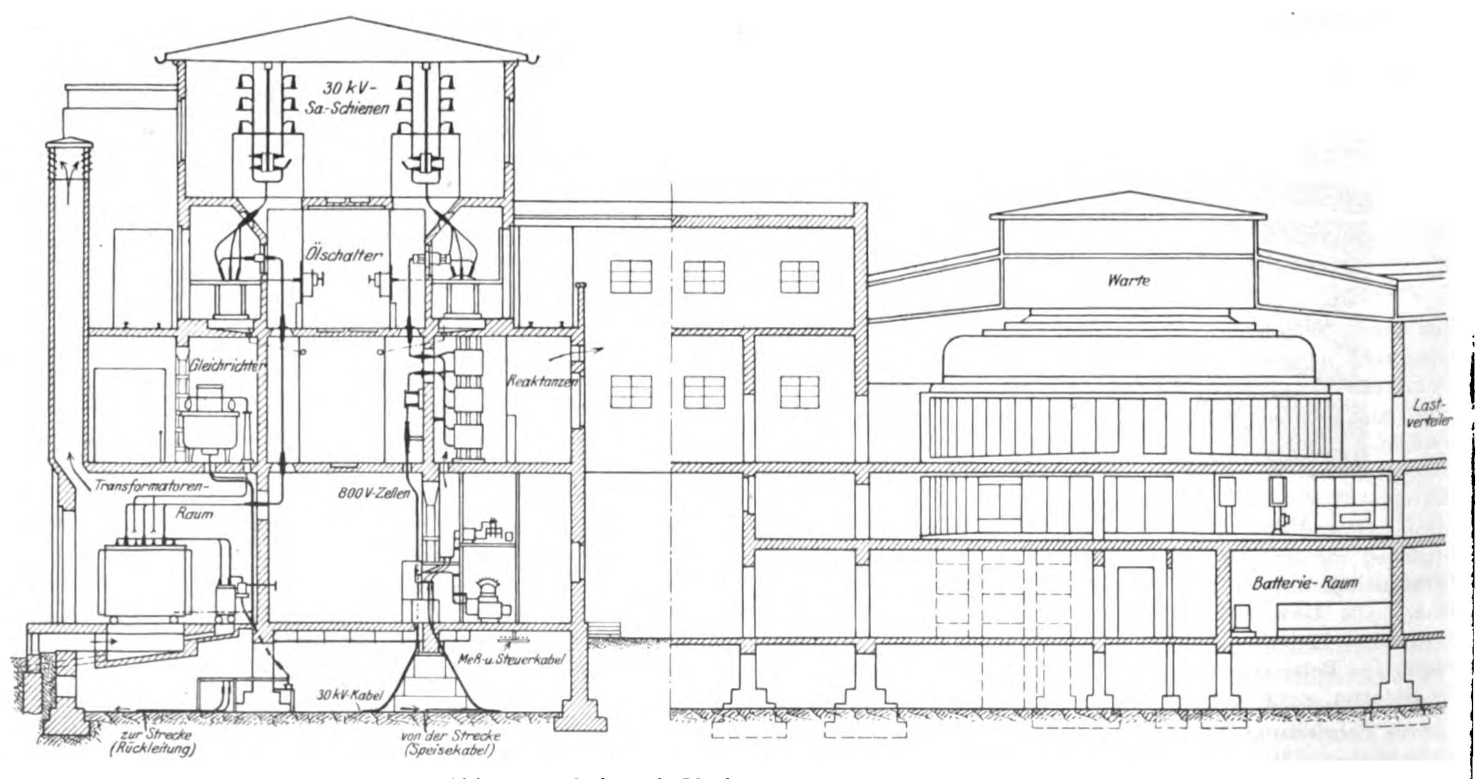



Abb. 6. Schaltwerk Markgrafendamm (Querschnitt).

telephie bekannt und entnommen sind, ist in dem Aufsatz von Schlemmer, „Mitteilungen über die Elektrisierung der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen" enthalten. (Glasers Annalen, Jubiläumsheft S. 214).

Das Schaltwerk Markgrafendamm besteht aus einem langgestreckten Hauptgebäude, das die Gleichrichteranlage und die Gesamtschaltanlage, und aus einem Nebengebäude, das die Schaltwarte enthält. Beide Gebäude sind durch Übergänge im Keller, Erdgeschoß und ersten Stock miteinander verbunden. Das Hauptgebäude hat eine Länge von 62 m und eine Breite von 16 m.

Die vier Zuführungskabel der Stromlieferer treten im Keller ein und werden über Trennschalter, Ölschalter und transformatoren (später zehn) 30000/750 Volt und zwei Transformatoren 30000/3000 Volt für besonderen Bedarf (zur Versorgung der Nebenantriebe in den Unterwerken und der Stellwerks- und Signalanlage mit Strom); außerdem befindet sich dort die Gleichstromschaltanlage.

Im Keller liegen die 30 kV-Drehstromkabel, die 800 Volt-Gleichstromkabel, die Meß- und Steuerkabel, die Rohrleitungen für Ölabläufe und für das Kühlwasser der Gleichrichter und die Kessel und Rohrleitungen für die Zentralheizungsanlage. Im Keller stehen außerdem noch zwei Transformatoren 3000/220/125 Volt für den Eigenbedarf.

Im Erdgeschoß des Wartengebäudes sind die Batterien für Steuerstrom, Notbeleuchtung, für die Stellwerks- und




Abb. 7. Schaltwerke, Unterwerke und Kuppelstationen der Berliner Stadt- und Ringbahn.

Meßgeräte zu den 30 kV-Sammelschienen geführt, die sich im obersten Geschoß befinden. Die Sammelschienen bestehen aus zwei Systemen, die ihrerseits in Gruppen unterteilt sind. Das Geschoß unter dem Sammelschienenraum enthält die Ölschalter und die Ölschalterfernantriebe. Die Zellen für die Ölschalter liegen an den Außenseiten des Gebäudes längs einer Galerie, auf der die Ölschalter an die Zellen herangeführt werden können. Die Ölschalterantriebe liegen in einem Schaltgang im Innern des Hauses. Der Schaltgang ist durch eine starke Wand gegen die Ölschalterzellen abgeschlossen. Ölschalterexplosionen können sich unmittelbar ins Freie auswirken, ohne große Beschädigungen und Verqualmungen im Innern des Gebäudes herbeizuführen. Im ersten Stock stehen acht (später zehn) Gleichrichter, außerdem befinden sich dort die 30 kV-Messung und die Reaktanzen der abgehenden 30 kV-Kabel. (Im Zuge der Zuführungskabel liegen keine Reaktanzen). Im Erdgeschoß stehen die acht Gleichrichter-

Signalanlage untergebracht. Dort befinden sich auch Büroräume für das Betriebspersonal. Über dem Erdgeschoß befindet sich ein Zwischengeschoß, in dem Relaistafeln und Relaisschränke stehen. Im ersten Stock befindet sich die ellipsenförmige Schaltwarte in der die Bedienungsschalttafeln für die ganze Anlage, die Fernsteuertafeln für mehrere unbesetzte Gleichrichterwerke und Schaltpulte für die Gleichstromanlage stehen. Hinter der Warte befindet sich der Raum für den Lastverteiler; dieser Raum enthält die Zentralmessung für das gesamte 30 kV-Netz.

Das Schaltwerk Halensee ist ähnlich aufgebaut, die anderen Schaltwerke haben, da sie nur Durchgangs- und Kuppelstellen sind, einen entsprechend geringeren Umfang.

Der Drehstrom wird in einer ganzen Anzahl von Unterwerken (34 auf der Stadt- und Ringbahn und 14 auf den Vorortstrecken (Abb. 7) in der Hauptsache durch Quecksilberdampfgleichrichter in Gleichstrom umgeformt. Nur auf

den Nordstrecken laufen auch einige Einankerumformer. Nach dem völligen Ausbau sind 129 Gleichrichter und 12 Einankerumformer im Betrieb.

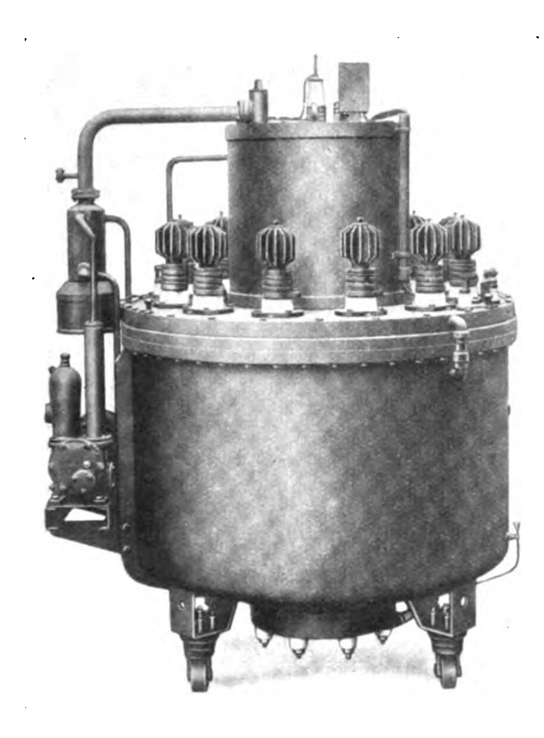


Abb. 8. Gleichrichter der Firma Brown, Boveri & Co. für 1200 kW Dauerleistung.

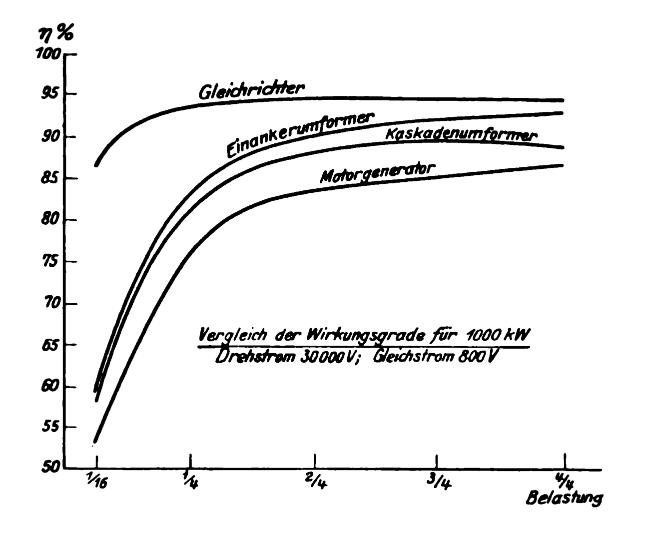



Abb. 9. Wirkungsgradkurven verschiedener Umformer.

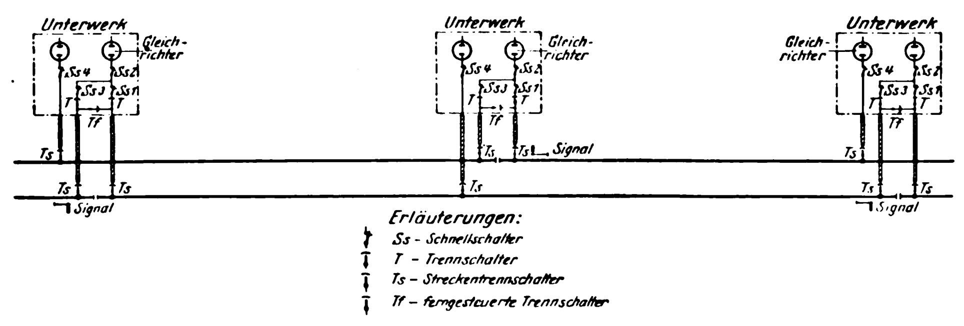



Abb. 10. Schaltbild der verteilten Speisung.

Man entschied sich für Gleichrichter (Abb. 8), weil der Gleichrichter im Bahnbetrieb allen anderen Umformerarten überlegen ist. Der Gleichrichter ist im Gegensatz zum Einankerumformer, der bei stärkeren Spannungsschwankungen außer Tritt fällt und bei Kurzschlüssen zu Rundfeuer am Kollektor neigt, vollkommen unempfindlich gegen Spannungsschwankungen und kann sehr stark überlastet werden. Außerdem ist der Wirkungsgrad des Gleichrichters für jeden Belastungszustand ungefähr gleich, während der Wirkungsgrad anderer Umformer bei Teillasten sinkt (Abb. 9). Der Gleichrichter hat auch noch den großen Vorteil, daß er fast keine Bedienung und Wartung erfordert und vollkommen selbsttätig arbeiten kann.

Die Eigenschaft des Gleichrichters, daß er selbsttätig arbeiten kann, hat es ermöglicht, auf der Stadt- und Ringbahn ein neues Speisesystem, die sogenannte „verteilte Speisung" einzuführen. Bei dieser Anordnung ist eine große Anzahl kleiner Werke, die verhältnismäßig kleine Abschnitte speisen, auf der Strecke verteilt und zwar befindet sich auf jeder Station der Stadt- und Ringbahn ein Gleichrichterwerk (Abb. 7 und 10). Der Hauptvorteil dieser Speisung liegt darin, daß der Strom unmittelbar der Stelle zugeführt wird, wo er bei der Anfahrt der Züge entnommen wird. Es fallen also längere Leitungen und die mit diesen verbundenen Spannungsverluste weg. Der Spannungsverlust zwischen Zug und Unterwerk ist praktisch gleich Null. Wegen des fast vollkommen fehlenden Spannungsabfalles können daher keine vagabundierenden Ströme mit ihren schädlichen Folgeerscheinungen, wie Anfressungen an benachbarten eisernen Bauwerken, an Gas- und Wasserleitungen usw. auftreten. Ein weiterer Vorteil der verteilten Speisung liegt darin, daß bei ihr Störungen benachbarter Schwachstromleitungen durch den restlichen Wechselstrom des Gleichrichterstroms nicht auftreten können, weil die induzierenden Leitungsschleifen sehr kurz sind.

Die Gleichrichterwerke auf der Stadt- und Ringbahn enthalten je zwei Gleichrichtersätze, von denen jeder die Stromschiene einer Fahrrichtung speist. Jeder Speiseabschnitt wird von drei Werken gespeist. Fällt ein Werk infolge einer Störung aus, dann übernehmen die beiden Nachbarwerke die Stromlieferung für den betreffenden Abschnitt. Diese Anordnung bietet also eine sehr grosse Sicherheit gegen Störungen.

Die Speiseabschnitte der einzelnen Werke sind im Regelbetrieb über Schnellschalter miteinander verbunden. Die Schnellschalter lösen bei Überstrom (also bei Kurzschlüssen usw.) aus und trennen so den gestörten Abschnitt vom gesunden Teil der Stromschienenanlage ab. Dadurch wird immer nur der Abschnitt spannungslos, in dem die Störung aufgetreten ist, während der übrige Teil der Stromschienenanlage durch die Störung nicht beeinflußt wird.

Auf der Stadtbahn sind die Werke in den Stadtbahnbögen untergebracht. Auf der Ringbahn sind besondere kleine Häuser errichtet worden, die mit Rücksicht auf leichte und wirtschaftliche Herstellung alle gleiche Bauart und Größe haben.

Auf den Vorortstrecken ist die sonst übliche Art der zusammengefaßten Speisung beibehalten worden, bei der die einzelnen Werke größere Streckenabschnitte (bis zu 15 km) speisen. Der Verkehr ist hier zu schwach, um eine verteilte Speisung zu rechtfertigen (siehe Abb. 7 und 11a).

Um auch hier den Spannungsabfall in mäßigen Grenzen zu halten, sind benachbarte Unterwerke an den Stellen, wo ihre Speiseabschnitte zusammenfallen, miteinander gekuppelt. Dadurch wird die Last auf die beiden Werke verteilt; ein anfahrender Zug entnimmt seinen Strom beiden Werken (Abb. 11b). Die Stromschienen der beiden

Fahrrichtungen, die auf der Stadt- und Ringbahn grundsätzlich getrennt gespeist werden, sind auf den Vorortstrecken durch Kuppelschalter miteinander verbunden. Auch hierdurch wird ein gewisser Lastausgleich erreicht und der Spannungsabfall in der Fahrleitung verringert.

### Betriebsmittel.

Der Betrieb auf der Stadt- und Ringbahn wird nach der Elektrisierung mit Triebwagenzügen durchgeführt. Um auch in Zeiten schwachen Verkehrs die Zugdichte möglichst groß zu machen, mußten die Triebwagenzüge so ausgebildet werden, daß sie in möglichst kleine Einheiten aufgelöst werden können. Der Ganzzug besteht aus vier Triebwagen und vier Beiwagen, von denen je ein Trieb- und ein Beiwagen eine Zugeinheit bilden (Abb. 12). Für den ersten Ausbau werden 368 Triebwagen und 340 Beiwagen beschafft.

Wagenbaulich sind die Fahrzeuge so gestaltet, daß sie in den Zeiten starken Verkehrs die stoßweise andrängenden Massen von Fahrgästen leicht aufnehmen können, also möglichst viel Stehplätze haben (Abb. 13). Gleichzeitig enthalten sie aber auch genügend und bequeme Sitzplätze mit Rücksicht darauf, daß sie auf den Vorortstrecken verwendet werden müssen, auf denen die Reisezeiten länger sind, als auf den Stadtschnellbahnen. Die Wagen haben an jeder Seitenwand vier Doppelschiebetüren, die vom Führer bei der Abfahrt des Zuges durch Druckluft gleichzeitig geschlossen werden.

An den Enden der Viertelzüge befindet sich je ein Führerstand.

Als Zugkupplung wird eine Mittelpufferkupplung und zwar die Scharfenbergkupplung verwendet. Trieb- und Beiwagen sind durch eine Kurzkupplung verbunden.

Der Wagenkasten ruht mittels kugeliger Drehzapfen auf zwei zweiachsigen Drehgestellen, die sich mit Blattfedern auf die Achslager stützen. Die Achslager sind Rollenlager.

Jede Triebwagenachse wird über ein Zahnradvorgelege von einem Gleichstrommotor angetrieben, der eine Stundenleistung von 90 kW hat. Der Vollzug hat demnach die nicht unbeträchtliche Leistung von rund 2000 PS.

Die Motoren sind nach Art der Straßenbahnmotoren federnd am Drehgestellrahmen aufgehängt und stützen sich mit Tatzenlagern auf die Achsen. Jeder Trieb- und Beiwagen hat zwei Stromabnehmer, die seitlich an den äußeren Drehgestellen zwischen den Achsen angebracht sind. Sie bestreichen die Stromschienen von unten und teilweise, z. B. bei den Brückenleitschienen und Weichenaufläufen auch von der Seite (Abb. 14 und 15).

Die Züge werden durch eine selbsttätige Schaltwalzensteuerung gesteuert. Um den Zug in Bewegung zu setzen, braucht der Führer nur einen Knopf niederzudrücken; die Fahrstufen werden dann völlig unabhängig von der Geschicklichkeit des Führers selbsttätig eingeschaltet, und zwar werden die einzelnen Schaltvorgänge durch eine Schaltwalze eingeleitet, die durch ein elektrisch gesteuertes Druckluftklinkwerk in Umdrehung versetzt wird. Auf der Schaltwalze sitzen Kurvenscheiben, die bei der Umdrehung der Walze die Einzelschalter für die Fahrstufen betätigen. Der Vorteil dieser Steuerung besteht darin, daß die Anfahrbeschleunigung zwangläufig konstant bleibt, und hohe Stromspitzen, welche die Kraftwerke und die Motoren unzulässig beanspruchen könnten, vollkommen vermieden werden.

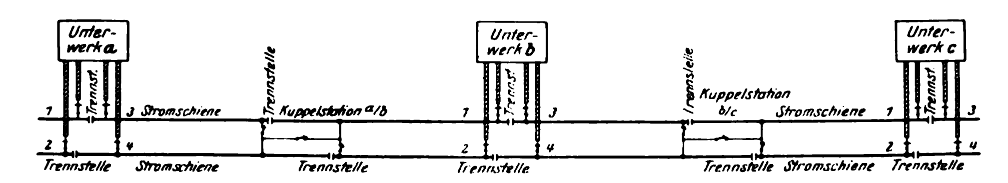



Abb. 11a. Speisung und Kupplung der Stromschienen auf den Vorortstrecken.

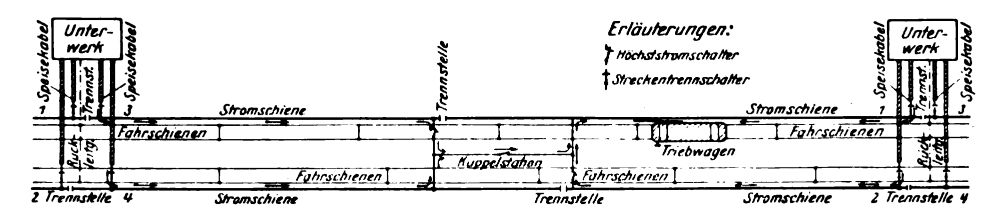



Abb. 11 b. Stromfluß zum Zug bei Kupplung der Stromschienen zwischen zwei Unterwerken. (Die Pfeile geben die Stromrichtung an.)

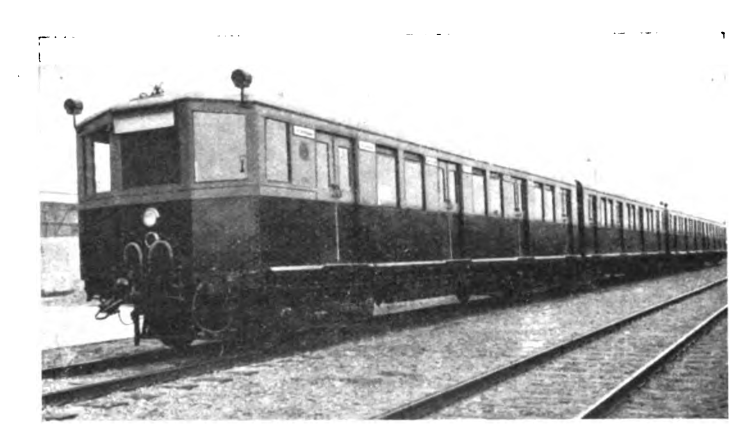


Abb. 12. Neuer Triebwagenzug.

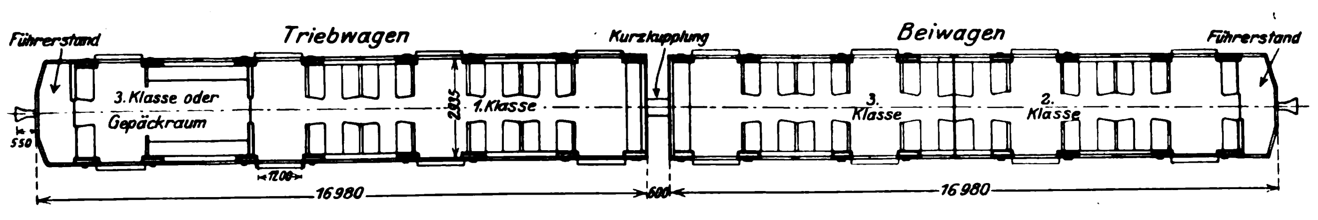



Abb. 13. Grundriß eines Viertelzuges.

Die Züge können mit verschiedener Beschleunigung angefahren werden, und zwar kann am Fahrschalter eine Stufe für eine kleine Beschleunigung von etwa 0,3 m/sec² und eine Stufe für eine größere Beschleunigung von etwa 0,5 m/sec² eingestellt werden. Die große Anfahrbeschleunigung ist bei den kurzen Stationsabständen (insbesondere auf der Stadtbahn) von hoher Bedeutung für die Abkürzung der Fahrzeiten.

Der Druckknopf, mit dem die Steuerung betätigt wird, ist ein sogenannter Totmannknopf. Läßt der Führer den Knopf los, so wird der Steuerstrom unterbrochen, wodurch

die Schaltwalze zurückläuft und die Stromzuführung zu den Motoren unterbricht.

Die Züge werden mit einer mechanischen Fahrsperre ausgerüstet. Die Fahrsperre besteht im wesentlichen aus einem beweglichen Anschlag am Triebwagen, der in Verbindung mit der Bremse und der Steuerung des Wagens steht und aus einer Sperrschiene, die längs dem Gleise liegt. Solbald ein Hauptsignal „Halt" zeigt, dreht sich die mit dem Mechanismus

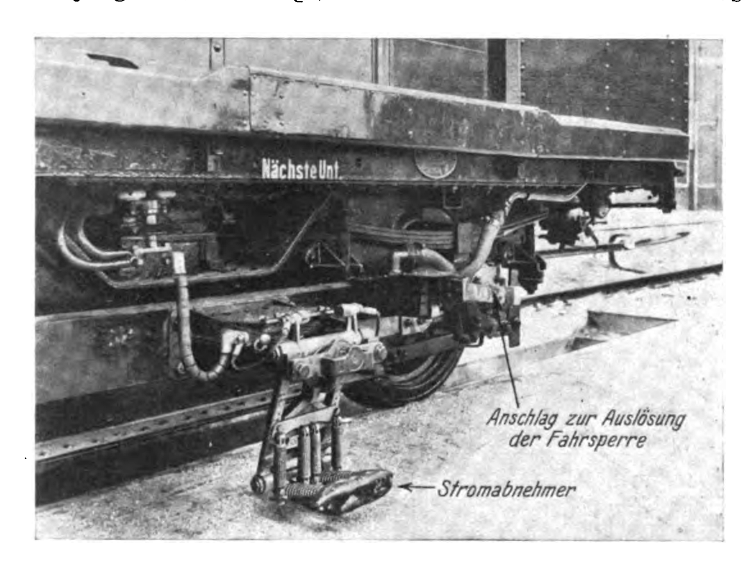



Abb. 14. Stromabnehmer neuester Bauart am Drehgestell.

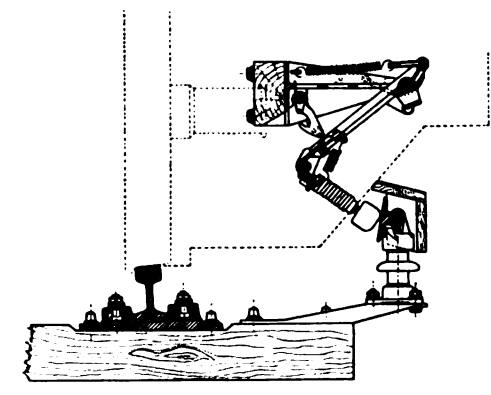


Abb. 15. Stromabnehmer an der seitlich bestrichenen Stromschiene.

des Signals verbundene Sperrschiene in den Bereich des Anschlags am Zuge. Überfährt der Zug das Signal, so schlägt der Anschlag an die Sperrschiene und die Bremse löst aus, während gleichzeitig der Steuerstrom ausgeschaltet wird; der Zug kommt innerhalb des Bremsweges zum Stehen.

Als Bremse wird die Einkammer-Druckluftbremse von Knorr verwendet.

Die Züge werden elektrisch beleuchtet und geheizt. (Für die Heizung können je nach der Außentemperatur drei verschiedene Stufen eingestellt werden.)

## Werkstätten.

Für die größeren Ausbesserungsarbeiten und die regelmäßigen Untersuchungen der Triebwagen ist ein neues Ausbesserungswerk in Niederschöneweide—Johannisthal errichtet worden, da die vorhandenen Werkstätten für die Unterhaltung der Triebwagen nicht geeignet sind. Dieses Werk ist mit den neuesten Werkstatteinrichtungen versehen und soll nach neuzeitlichen Arbeitsmethoden arbeiten.

Mit dem Bau der Werkstätten wurde im Oktober 1926 begonnen. Schon knapp nach einem Jahr war der umfangreiche Bau vollendet. Zur Zeit werden in dem Werk die elektrischen Einrichtungen an den Triebwagenzügen angebracht.

Zum Abstellen der Wagen sind zehn Triebwagenschuppen zum Teil neu errichtet worden, zum Teil wurden die alten Schuppen mit Längsständen zu diesem Zweck umgebaut.

Einige Betriebswerkstätten führen die kleineren Unterhaltungsarbeiten und Untersuchungen an den Wagen aus.

Für die Überwachung der ortsfesten Anlagen ist in der Nähe des Bahnhofs Stralau—Rummelsburg ein besonderes Überwachungswerk errichtet worden. Das Werk, das Gleis- und Straßenanschluß hat, setzt Transformatoren, Gleichrichter, Schaltapparate usw. instand. Man ist damit in der Ausbesserung dieser Teile unabhängig von fremden Firmen, deren Fabriken zudem noch fast alle außerhalb Berlins liegen. Das Werk enthält unter anderem eine neuzeitliche Ölreinigungsanlage und ein umfangreiches Prüffeld, in dem alle notwendigen Isolations- und Maschinenprüfungen vorgenommen werden. In dem Werk befinden sich auch einige Ersatzteillager, in denen die wichtigsten Apparate in genügender Anzahl bereitgehalten werden.

Dort ist auch eine vollständige fahrbare Gleichrichteranlage stationiert. Diese Anlage wird, wenn ein Gleichrichterwerk durch eine Störung ausfällt, an das betreffende Werk herangefahren und an die Hochspannungssammelschienen dieses Werkes durch besondere Leitungen angeschlossen. Das fahrbare Werk übernimmt für das gestörte Werk die Speisung des betreffenden Stromschienenabschnitts.

## Bauleitung und Betriebsaufnahme.

Für die Durchführung der Umstellung wurde bei der Hauptverwaltung eine besondere Stelle geschaffen, die „Oberste Leitung der Stadtbahnelektrisierung". Die Leitung der Bauarbeiten selbst liegt in der Hand einer besonderen Abteilung der Reichsbahndirektion Berlin.

Die ersten Bauabschnitte sind bereits fertig, so daß von jetzt an die elektrischen Züge nach und nach eingesetzt werden. Zunächst werden noch Dampfzüge und elektrische Züge gemischt fahren, da die Triebwagenzüge nur Zug um Zug angeliefert werden. Zur Zeit ist der volle elektrische Betrieb auf der Strecke Erkner—Potsdam aufgenommen worden. Ende dieses Jahres wird der reine elektrische Betrieb auf allen Strecken durchgeführt sein.

# Neukonstruktionen von elektrischen Lokomotiven im Ausland.

In dem hier folgenden Bericht mußte es sich der Berichterstatter versagen, eine vollständige Übersicht zu geben, geschweige denn auf Einzelheiten einzugehen; es soll hier lediglich an Hand weniger bemerkenswerter Beispiele ein Einblick in die konstruktive Tätigkeit des Auslandes gewährt werden.

Die Entwicklung drängt allgemein zum Einzelachsantrieb. So hat die amerikanische Great Northern-Bahn zwei auch für dortige Verhältnisse schwer zu nennende Gebirgs-Personenzuglokomotiven mit Tatzenlagermotoren ausrüsten lassen*). Diese von der General Electric Comp. erbauten Maschinen sollen vorerst auch für den Güterzugverkehr dienen, später aber auf der tunnelreichen Strecke zwischen Skykomish und Wenathee (Wash.) bei Steigungen bis $16^{0}/_{00}$ Verwendung finden. Die Hauptabmessungen der Lokomotiven sind folgende:

| | |
|---|---|
| Spurweite . . . . . . . . . | 1435 mm |
| Gesamtgewicht . . . . . . . | 235 t |
| Reibungsgewicht . . . . . . | 186 t (Triebachsdruck 31 t) |
| Länge über Puffer . . . . . | 22,7 m |
| Treibraddurchmesser . . . . | 1397 mm |
| Laufraddurchmesser . . . . | 914 mm |
| Kleinster Krümmungshalbmesser . . . . . . . . . | 76,2 m |
| Stromart . . . . . . . . . | Wechselstrom 25 H |
| Fahrdrahtspannung . . . . . | 11 kV |
| Dauerleistung der Motoren. . | 6 × 307 = 3042 PS |
| Stundenleistung der Motoren. | insgesamt 3350 PS |

Hierbei Geschwindigkeit 29 km/Std. (volle Motorerregung)
Bei der Probefahrt erreichte Geschwindigkeit . . . . . 72,5 km/Std.

Die Maschine besitzt zwei kräftig gebaute Drehgestelle, die durch je drei ungekuppelte Treibachsen und eine angelenkte Laufachse gebildet werden. In jedem der durch eine Gelenkkupplung verbundenen Drehgestelle sind drei Tatzenlagermotoren, daneben nur noch die Bremseinrichtung untergebracht, während die ganze übrige Ausrüstung in dem geräumigen Oberkasten ruht. Aus diesem Grunde und auch wegen seiner bedeutenden Länge (19,2 m) mußte dieser besonders kräftige, in Doppel-Tform aufgebaute Unterstützungsträger erhalten, zwischen denen indessen Luftkanäle für die Motorbelüftung vorgesehen wurden. Der Oberkasten enthält an beiden Enden Führerstandsräume und an diese anschließend besondere Zellen für die Wechselstrom- bzw. Gleichstrom-Schaltapparate, während in dem mittleren Maschinenraum Transformator, Umformer und sämtliche Hilfsmaschinen und Nebenapparate untergebracht sind.

Neuartig, wenn auch von fragwürdiger Wirtschaftlichkeit ist auch die elektrische Einrichtung der Lokomotive. Die Fahrdrahtspannung wird in einem Transformator auf 2,3 kV herabgesetzt und einer Synchronmaschine zugeführt, welche zwei dauernd in Reihe geschaltete Gleichstromgeneratoren antreibt, die ihrerseits wieder den für die Fahrmotoren benötigten Gleichstrom von max 1500 V liefern. Die Geschwindigkeits- und Leistungsregelung erfolgt in erster Linie durch Änderung der Generatorspannung, außerdem sind noch zwei Feldschwächungsstufen für die paarweise in Reihe geschalteten Fahrmotoren vorgesehen; durch eine besondere Erregermaschine für diese kann endlich eine äußerst fein regelbare Nutzbremsung eingeleitet werden. Wenn auch für den letzteren Zweck das gewählte Regelsystem geradezu ideal ist, so darf doch nicht verkannt werden, daß die Umformung insbesondere in Verbindung mit dem bei der geringen Fahrdrahtspannung doch wohl vermeidbaren Haupttransformator eine wesentliche Gewichtsvermehrung sowie eine gewisse Wirkungsgradverschlechterung bedeutet.

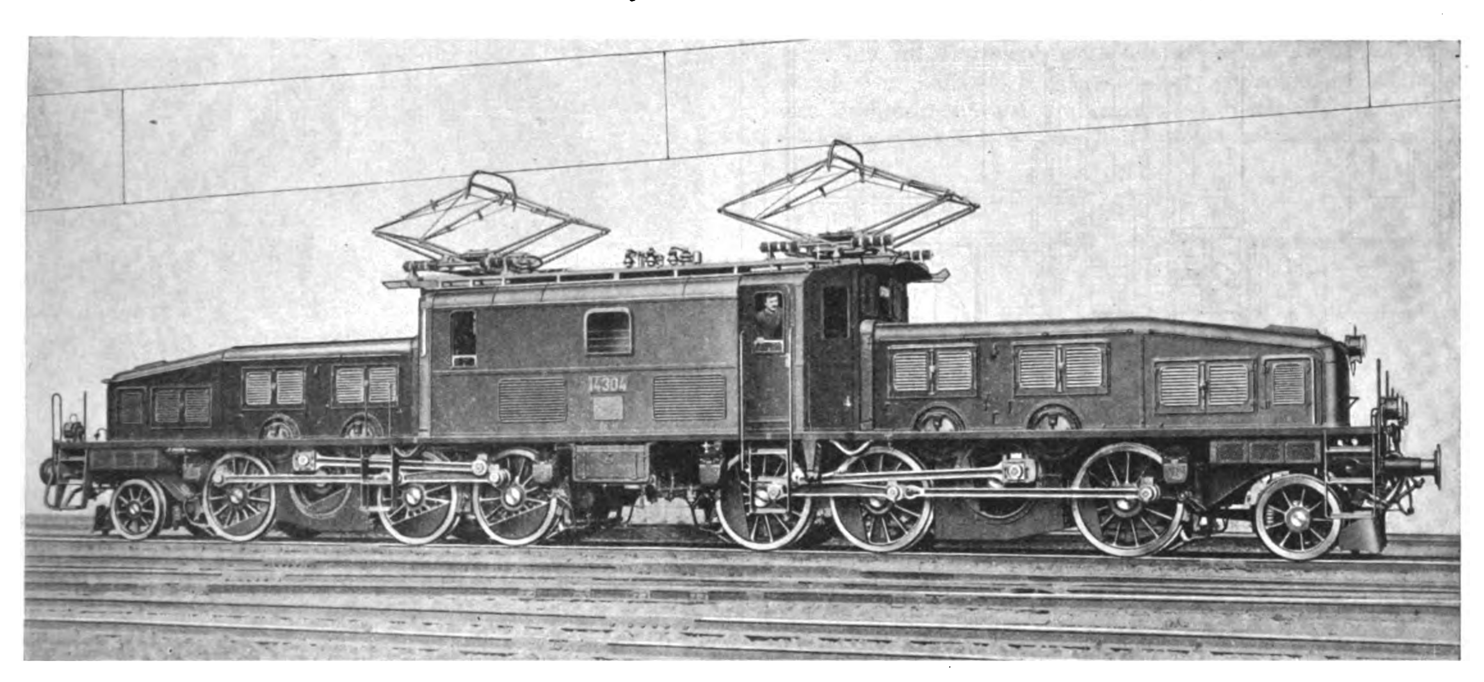


Abb. 1. 1 C + C 1 Güterzuglokomotive, gebaut von der Schweizerischen Lokomotivfabrik Winterthur.

Hinsichtlich der Baustoffwirtschaft gerade umgekehrt liegen die Verhältnisse bei den neuen, von der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur in Verbindung mit Örlikon gebauten Einheitgüterzuglokomotiven der Schweizerischen Bundesbahnen. Diese erinnern in ihrem Aufbau sehr an die 1 C + C 1 Güterzuglokomotiven älterer Lieferung, sind aber wesentlich stärker und dabei kaum schwerer geworden.

*) Railway Age vom 24. September 1927, Seite 569.

Bei einem Dienstgewicht von 131 t leistet die Maschine dauernd 2500 PS bei 35 km/Std; dieses für die hohen Zugkräfte — bei der Anfahrt bis 32000 kg — sehr geringe Gewicht wird z. T. (besonders im Vergleich mit der oben beschriebenen amerikanischen Maschine) durch günstigen mechanischen Aufbau erreicht. Die beiden vierachsigen, unter sich gekuppelten Drehgestelle, deren drei Treibachsen sich jedesmal eine als Bisselachse ausgebildete Laufachse anschließt, tragen eine kurze und deshalb sehr leichte Brücke mit dem Lokomotivoberkasten (s. Abb. 1). Dieser enthält außer den beiden Führerständen den ebenfalls sehr leichten Transformator sowie den Ölschalter und einige Hilfsbetriebe. Der größte Teil der letzteren, sowie die vier paarweise mit beiderseitigen Ritzeln auf die Kurbelzahnräder arbeitenden Fahrmotoren sind in niedrigen, leicht zugänglichen Vorbauten untergebracht.

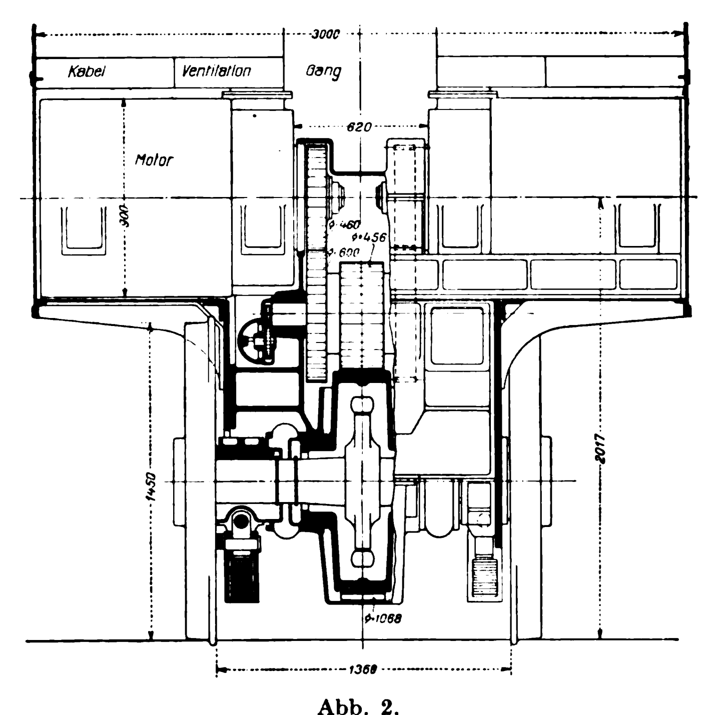



Abb. 2.
Querschnitt durch den Universalantrieb Winterthur.

Außer der auch bei dieser Lokomotive vorgesehenen, im vorliegenden Aufsatz jedoch nicht näher beschriebenen Einrichtung für Nutzbremsung ist am elektrischen Teil noch bemerkenswert, daß der mit Vielfachunterbrechung und eingebautem Auslösestromwandler ausgerüstete Ölschalter hoch- und niedervollseitige Kurzschlüsse bzw. Überströme nur bis zu einem Primärstrom von etwa 2500 A abzuschalten hat; bei Überschreitung dieses Wertes wird durch ein sogenanntes Blockierrelais der Auslösestromkreis sofort unterbrochen und damit die Abschaltung der Kurzschlußleistung an den zugehörigen Unterwerkschalter weitergegeben; durch diese Einrichtung war es möglich, den Ölschalter für eine bestimmte, nicht allzugroße Höchstleistung zu bemessen. Nach Ausschaltung im Unterwerk fällt vermöge der Nullspannungsauslösung (mit 2 Sek. Verzögerung) der Lokomotivölschalter gleichfalls ab.

Nach den Angaben der Maschinenfabrik Örlikon hat die Lokomotive auf den angestellten Probefahrten vollauf befriedigt.

Auch im Bau von Schnellzuglokomotiven, für die der Einzelantrieb jetzt selbstverständlich geworden ist, wurden bedeutende Neuerungen geschaffen. So berichtet Ing. Buchli in der Schweizerischen Bauzeitung*) von einem mit doppelter Zahnradübersetzung ausgerüsteten Einzelachsantrieb, wie er bei der im mechanischen Teil an die Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur vergebene Probelokomotive für die Great Indian Peninsula Raylway zur Anwendung kam. In Anbetracht der auf 137 km/Std. festgesetzten Höchstgeschwindigkeit dieser Lokomotive ist die Hochlage der Motoren, wie sie bei der als „Universal-Antrieb Winterthur" bezeichneten Anordnung möglich ist, und die damit verbundene Höherlegung des Schwerpunkts der ganzen Lokomotive von besonderer Bedeutung (vergl. Abb. 2). Durch die doppelte Zahnradübersetzung soll eine merkliche Verschlechterung des Wirkungsgrades nicht eintreten, sie er-

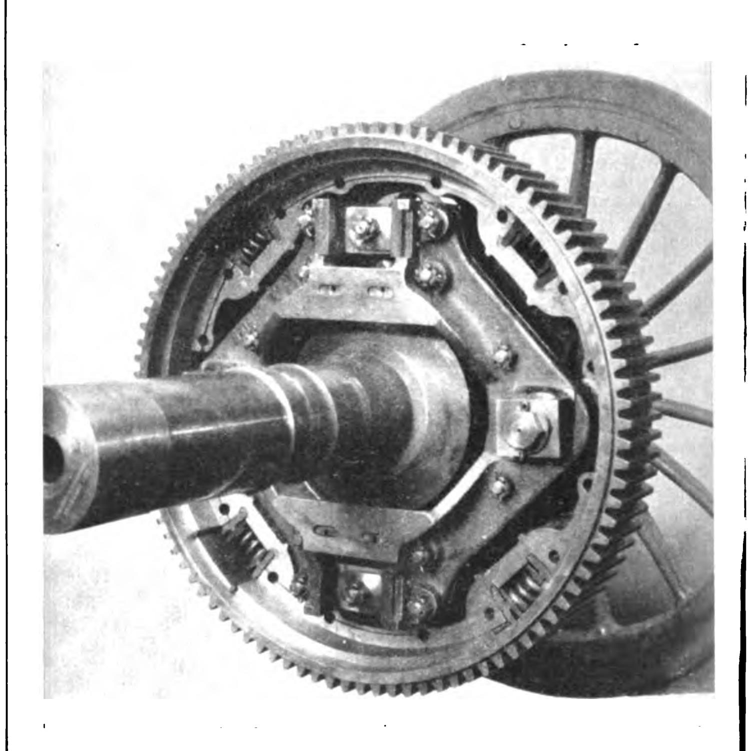


Abb. 3.
Blick in das Innere der Kreuzkuppelung der S. L. M.

möglicht aber für sämtliche Lokomotivgattungen die Verwendung von Einheitsmotoren, von denen (bei allen größeren Achsdrücken) jeder Achse zwei zugeordnet werden, so daß in Verbindung mit der in Treibachsmitte angreifenden Übertragungskupplung eine in der Längsachse völlig symmetrische Anordnung entsteht. Ferner können die Motoren ohne Schwierigkeit nach der Seite hin ausgebaut werden, während durch ihre paarweise Reihenschaltung (je Triebachse) Verminderung der Stromstärken und damit des Gewichtes der elektrischen Schaltapparate entsteht. Endlich gestattet die gewählte allseitig bewegliche Kreuzkupplung bei dem notwendigen freien Spiel der Treibachsen eine stoßfreie Übertragung des Drehmoments (s. Abb. 3). Kulisse und Federung der Kupplung können ohne Umstände nach der Seite hin ausgebaut werden. Das Laufwerk der Lokomotive wird nach der 2 $C_0$ 1 Anordnung einerseits durch ein Winterthur-, andrerseits in Verbindung mit einer Treibachse durch ein Java-Drehgestell vervollständigt; über beide ist im Organ 1927, Heft 21, S. 413 bereits berichtet worden.

Eine weitere Probelokomotive für die Great Indian Peninsula Raylway wurde von der British Brown-Boveri-Comp. zusammen mit Hawthorn, Leslie and Company gebaut und ist im Engineering vom März 1928 näher beschrieben. Diese Maschine ist nach der 2 $C_0$ 2-Achsfolge gebaut, besitzt Buchliantrieb und ist an beiden Enden mit ameri-

*) Bd. 90, S. 294.

kanischen Drehgestellen ausgerüstet. Die Hauptabmessungen sind folgende:

| | |
|---|---|
| Spurweite | 1676 mm |
| Länge über Puffer | 17,13 m |
| Gesamtgewicht | 104,5 t |
| Reibungsgewicht | 60 t |
| Spannung | 1400 V Gleichstrom |
| Zahl der Motoren | 6 |
| Leistung eines Motors | 320 PS dauernd |
| (an der Welle gemessen) | 411 PS 1 Stunde |
| Höchstgeschwindigkeit | 137 km/Std. |

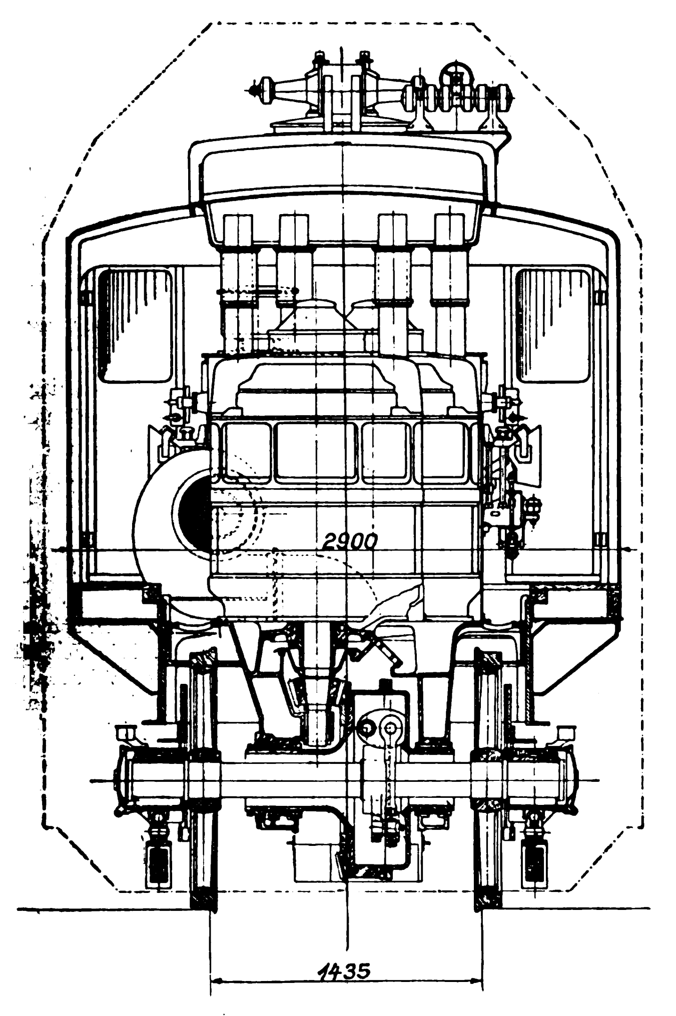



Abb. 4. Talschnellzugslokomotive, Reihe 1570 der Österreichischen Bundesbahnen, Achsfolge $1\text{-}D_0\text{-}1$. (Querschnitt.)

Bemerkenswert ist vor allem die elektrische Ausrüstung der Lokomotive. Der Fahrleitungsstrom, welcher bei Stundenleistung nicht weniger als 1380 A beträgt, wird durch zwei Doppelbügel abgenommen und über den Hauptschalter geführt. Dieser ist mit Überstrom- und Nullspannungsauslösung versehen, als Schnellschalter ausgebildet und besitzt besonders kräftige Funkenbläser, sowie eine Art Vorkontakt, welcher das Abschalten des Stromes über eine Widerstandsstufe durchführt. Die Leistungs- und Geschwindigkeitsregelung erfolgt von jedem der beiden Führerstände aus durch druckluftangetriebene und elektromagnetisch gesteuerte Walzenschalter. Vermittels Reihenschaltung aller sechs, von $2 \times 3$ bzw. $3 \times 2$ Motoren werden drei Hauptstufen gewonnen, mit denen zusammen je zwei Feldschwächungskontakte neun wirtschaftliche Dauerstufen ergeben. Das Anfahren und Überschalten muß durch besondere Verriegelungen der Haupt- und Umschaltsteuerwalze erzwungen mit Einschaltung von bis zu 13 Vorwiderstandsstufen bewirkt werden; trotz der betriebsmäßigen Reihenschaltung mindestens zweier Motoren können bei Störungen einzelne Motoren abgetrennt bleiben.

Die Lokomotive ist mit Druckluftbremse, die zu schleppenden Züge dagegen sind mit Luftsaugebremse ausgerüstet, so daß noch besondere Einrichtungen zum Erzielen gleicher Bremsverzögerungen notwendig waren.

Eine noch sehr selten versuchte konstruktive Lösung des Einzelachsantriebs findet sich bei den von der Lokomotivfabrik Krauß u. Co., Linz und den Österreichischen Siemens-Schuckert-Werken (Ö. S. S. W.) gelieferten Talschnellzuglokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen*) (Abb.4). Diese für eine Stundenleistung von 2240 PS und 85 km/Std. Höchstgeschwindigkeit gebaute Maschine mußte auf einen Treibachsdruck von 15,9 t beschränkt werden und wiegt im ganzen nur 91,5 t. Jeder der vier mit sattelförmigen Stahlgußstücken auf die beiden Außenrahmen abgestützten Vertikalmotoren arbeitet durch eine schraubenverzahnte Kegelradübersetzung auf eine im Rahmen festgelagerte Hohlwelle, die ihrerseits durch eine den Ö. S. S. W. geschützte Gelenkkupplung (Abb. 5) das Drehmoment auf die Treibachse überträgt. (Die Kreiselwirkungen der Motoren werden durch verschiedensinnige Drehrichtung derselben ausgeglichen.) Die genannte Kupplung besteht im wesentlichen aus zwei Lenkern, die mit der Hohlwelle durch auf gemeinsamer Welle drehbare Schwingen, mit der Treibachse durch Kurbelzapfen kugelig verbunden sind und bei allen parallelen Lagen der Hohl- und Treibachse ein Parallelogramm bilden, so daß eine vollkommen gleichmäßige Übertragung des Drehmoments stattfindet; bei seitlichen und vertikalen Auslenkungen der Treibachse werden die Lenker windschief und bedingen dann geringe Schwankungen des übertragenen Drehmoments, die indessen durch eine zwischen Motorachse und Läufer eingebaute Federung aufgenommen werden. Je eine Laufachse bildet mit der benachbarten Treibachse ein amerikanisches, ohne Seitenverschiebbarkeit ausgeführtes Drehgestell. Die beiden mittleren Treibachsen

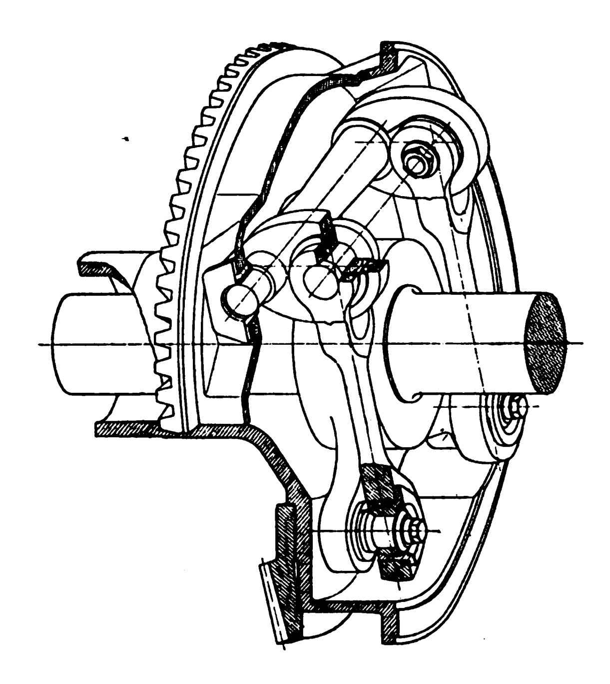


Abb. 5. Schematische Darstellung der ausgeführten ÖSSW-Kupplung.

*) Bericht aus Elektrotechnik und Maschinenbau 1928, Heft 15, S. 321.

haben schwächergedrehte Spurkränze und Seitenverschiebbarkeit; durch die Längsausgleichhebel ihrer Federn und die vier Gleitkugelstützen der Drehgestelle — die Drehzapfen sind entlastet — entsteht eine (ideelle) Sechs-Punkteunterstützung des 85% vom Gesamtgewicht enthaltenden Lokomotivkastens. Diese bedingt zwar größere Stabilität im Lauf, hat aber auch Schwankungen im Achsdruck zur Folge, die um so bedenklicher sind, als durch die paarweise Reihenschaltung getrennt arbeitender Motoren (die ohne große Schwierigkeiten hätte vermieden werden können) die Neigung zum Schleudern noch vergrößert wird. Wenn auch die allseitige Zugänglichkeit und hohe Schwerpunktslage der Vertikalmotoren zweifellos Vorteile bieten, so darf doch heute das letzte Wort über die Verwendbarkeit des Kegelradantriebs im Dauerbetrieb noch nicht gesprochen werden.

Am elektrischen Teil der Lokomotive ist die Steuerung bemerkenswert, bei der in üblicher Weise jeweils zwei aufeinanderfolgende Transformatorstufen über einen Spannungsteiler den Motorstrom liefern. Die geradzahligen und die ungeradzahligen sind zu je einer Gruppe unter sich „feindlicher" Schütze zusammengefaßt und in dieser durch eine Gelenkkette mechanisch gegeneinander verriegelt. Bei der getroffenen Anordnung sind für jede Gruppe nur zwei außenliegende und leicht kontrollierbare Rückzugfedern vorhanden, während die alle Schütze umfassende Gelenkkette so kurz gehalten ist, daß nicht nur die gleichzeitige Einschaltung zweier Schütze unmöglich gemacht, sondern auch beim Überschalten das abzutrennende Schütz durch das zuschaltende beschleunigt herausgerissen wird; das Einschalten der Schütze erfolgt durch elektrisch gesteuerte Druckluftkolben. Die Steuerung ist auf beiden Längsseiten des künstlich gekühlten Öltransformators aufgebaut. Ein Teil der Nebenapparate ist in zwei ganz kurzen (wenig gefälligen) Vorbauten vor den Führerständen untergebracht. Die Lokomotiven sollen sich bisher gut bewährt haben, insbesondere soll an der Kegelradübersetzung kein meßbarer Verschleiß eingetreten sein.

Zum Abschluß soll hier noch in einer Tabelle die bei den besprochenen und bei der deutschen „S 1" 1 $D_0$ 1 (Buchli) Lokomotive erreichte Materialausnützung angegeben werden:

| Land | Achsfolge | Verwendung | Gesamtgewicht t | Dauerleistung PS | Materialausnutzung kg/PS |
|---|---|---|---|---|---|
| Amerika ... | 1 $C_0$ + $C_0$ 1 | Gebirgs P (G) | 235 | 3050 | 77 |
| Schweiz .... | 1 C + C 1 | Gebirgs G | 131 | 2500 | 52 |
| England .... | 2 $C_0$ 1 | S | 104,5 | 1920[1]) | 55[1]) |
| Österreich .. | 1 $D_0$ 1 | S | 91,5 | 1720 | 53 |
| Deutschland | 1 $D_0$ 1 | S | 110 | 2010 | 55 |

[1]) An der Motorwelle gemessen. Übrige Leistungsangaben auf den Treibradumfang bezogen.

Es ergibt sich, daß die etwas weiter zurückliegende deutsche Maschine einen Vergleich mit den neuesten Bauformen des Auslands nicht zu scheuen braucht.

v. Grundherr.

## Gutachten über die Elektrisierung der Strecke Salzburg—Wien.

Die Österreichischen Bundesbahnen hatten bekanntlich den Beschluß gefaßt, die Elektrisierung der Strecke Wien—Salzburg bis auf weiteres zurückzustellen. Die Angelegenheit wurde vor den Nationalrat gebracht und der Verkehrsausschuß des Nationalrates beauftragte den Bundesminister für Handel und Verkehr von einem Sachverständigenkollegium ein Gutachten in dieser Sache einzuholen. Vom Minister wurden acht, verschiedenen Fachgebieten angehörige Sachverständige bestellt, die nun ihr Gutachten erstattet haben*).

Bevor das Gutachten den Fragebogen beantwortet, der ihm mit 11 Fragen zur Klärung der strittigen Rentabilitätsfrage gestellt worden war, legt es die Annahmen für eine Rentabilitätsberechnung fest, die zu machen sind, wenn eine vorhandene Anlage durch eine solche anderen Systems ersetzt werden soll. Es werden hier also die Fragen geklärt, die die Verwertung der freiwerdenden Dampflokomotiven, die Erneuerungsquote, die Oberbauverstärkung u. a. betreffen.

Die 11 Fragen des Fragebogens selbst werden kurz und bündig beantwortet, die Begründungen zu jeder Antwort werden sehr eingehend im Anhang gegeben. Diese 11 Fragen suchen in der Hauptsache die Unterschiede aufzuklären, die in der Rentabilitätsberechnung der Österreichischen Bundesbahnen**) einerseits und jener der Elektrofirmen andererseits bestehen. In der Beantwortung dieser Fragen legt das Gutachten fest: Kostenaufwand für die Schwachstromleitungen, Zahl und Kosten der Unterwerke, Kostenaufrechnung für Ersatzteilbeschaffung, Zuschläge für Unvorhergesehenes, Gesamtanlagekosten, Frachtsätze für Lieferfirmen, Bewertung freiwerdender Fahrzeuge, Kohlentransportkosten, Energiebedarf und Energiekosten, Instandhaltungskosten der Dampffahrzeuge und elektrischen Fahrzeuge, Personalersparnis. Der Vergleich mit den entsprechenden Zahlen in den Denkschriften der Bundesbahnen und der Elektrofirmen zeigt, daß die Ergebnisse im Gutachten sich teils dem Standpunkt der Bundesbahnen, teils dem der Elektrofirmen nähern oder sich zwischen den gegnerischen Annahmen halten.

*) Erschienen im Verlag Julius Springer, Wien.
**) Organ 1928, Heft 9, Seite 185.

Das Sachverständigenkollegium stellt sodann auch seinerseits eine Kapitals- und Vergleichsrechnung auf. Die Vergleichsrechnung ergibt ohne die ziffernmäßig schwer erfaßbaren Vor- und Nachteile eine Steigerung der jährlichen Betriebskosten von 2425000 Schilling zu Ungunsten der Elektrisierung. Nach 30 Jahren (Anleihetilgung) würde sich nach Ansicht von fünf Sachverständigen dieser Mehrbetrag in einen Minderbetrag von 8100000 Schilling zugunsten der Elektrisierung umwandeln. Drei Sachverständige können sich diesem Standpunkt nicht anschließen. Sie gehen davon aus, daß bei Entfall des Kapitaldienstes in der Vergleichsrechnung eine höhere Betriebsersparnis, nämlich von 9469000 Schilling zugunsten der Elektrisierung verbleibt. Dieser Betrag reiche zur Tilgung und Verzinsung des Anlagekapitals nicht aus, vielmehr müßte zu den tatsächlichen Ersparnissen noch ein Beitrag von 2425000 Schilling jährlich geleistet werden, wodurch statt einer Tilgung ein ständiges Anwachsen der Schuld erfolgen würde.

Für die Schlußfolgerungen der Sachverständigen ist schließlich die Auffassung über Art und Größe der ziffernmäßig schwer erfaßbaren Vor- und Nachteile ausschlaggebend gewesen. Fünf Sachverständige sind der Meinung, daß die Vorteile überwiegen, und daß deshalb in die Rentabilitätsrechnung ein jährlicher Pauschbetrag von 1500000 Schilling zugunsten der Elektrisierung einzusetzen ist. Während der Laufzeit der Anleihe (30 Jahre) würden sich dadurch die Betriebskosten nur um 0,9 Millionen Schilling jährlich zu Ungunsten der Elektrisierung ändern, nach Ablauf der Tilgungsfrist aber um 9,6 Millionen Schilling zugunsten der Elektrisierung. Die drei anderen Sachverständigen sind der Meinung, daß die Nachteile des elektrischen Betriebes die Vorteile voll aufwiegen, so daß der jährliche Fehlbetrag von 2,425 Millionen Schilling zu Ungunsten der Elektrisierung sich nicht ändert.

Die fünf Sachverständigen raten schließlich zur pausenlosen aber im langsamen Tempo durchzuführenden Fortsetzung der Elektrisierung Salzburg—Wien, die drei Sachverständigen verneinen die Dringlichkeit der Fortführung der Elektrisierung und empfehlen die Einschaltung einer größeren Pause nach Beendigung der im Zuge befindlichen Elektrisierungsarbeiten.

Eb.

## Gleichstrom-Lokomotive für drei Spannungen.

Einem Bericht des „Engineering“ vom 1. Juni 1928 zufolge hat die Westinghouse E. & M. Co. in Pittsburg zwei von den Baldwin Lokomotivwerken in Philadelphia gebaute Lokomotiven mit einer Gleichstromausrüstung versehen, die ermöglicht, die 68 t schweren Triebfahrzeuge für drei Spannungen (1500, 1200 und 600 Volt) zu verwenden, wobei in allen drei Fällen die volle Geschwindigkeit von 52 km/h erreicht wird. Der Grund für diese ungewöhnliche Einrichtung ist der, daß die Lokomotiven sowohl für das vorhandene Stromsystem, bei dem aus der Oberleitung Strom von 1200 Volt und aus einer dritten Schiene Strom von 600 Volt entnommen werden kann, als auch für das künftige im Ausbau befindliche Stromsystem von 1500 Volt verwendet werden sollen. Die beiden für die Sacramento-Nothern-Eisenbahn in Kalifornien bestimmten Drehgestell-Lokomotiven mit je 20,5 t Zugkraft können den Gleichstrom mit 1500 oder 1200 Volt Spannung aus der Oberleitung, solchen mit 600 Volt aus einer Stromschiene entnehmen. Im letzteren Falle sind die vier Triebmaschinen, die auf ein Zahngetriebe mit dem Übersetzungsverhältnis 18 : 68 arbeiten, nebeneinander geschaltet, während für die oberen Spannungswerte Reihen-Nebeneinanderschaltung und Reihenschaltung vorgesehen ist. Sie sind gebaut für Betrieb mit vollem und „kurzem“ Feld (short field); die Feld-Umschaltung besorgen elektropneumatisch gesteuerte Schützen. Durch Strombegrenzungsrelais und eine entsprechende Steuerschaltung ist dafür gesorgt, daß unabhängig von der Stellung der Steuerwalze, die „Kurzfeld“-Schaltung benützt wird. Besondere Vorrichtungen verhindern, daß bei den hohen Spannungen die Motoren nebeneinandergeschaltet werden. Beim Übergang auf Fahrleitungsabschnitte anderer Spannung sind Schutzstrecken eingeschaltet. Die Ausrüstung für den Übergang von Fahrdraht zur Stromschiene besteht aus zwei Relais, einer elektropneumatisch gesteuerten Umschaltwalze und einigen Schaltern. Wird eines der beiden Relais stromlos, so wird die Umschaltwalze betätigt, welche sowohl die Hilfsbetriebe entweder auf den Fahrdraht oder Stromschienenstromkreis schaltet, als auch die Umlegung der Schaltung für die Hauptantriebe vornimmt. Die Ausrüstung zum Übergang von einer Oberleitungsspannung auf die andere besteht aus einem Hoch- und Niederspannungsrelais, einem Walzenschalter und einem Druckknopf auf jedem Führerstand. Beim Durchfahren einer Schutzstrecke öffnet das Niederspannungsrelais und die Umschaltwalze legt die Stromkreise auf 1200 oder 1500 Volt um. Bei Einfahrt von einem Abschnitt mit 1200 oder 1500 Volt in einen solchen von 600 Volt ist die Bewegung der Umschaltwalze für die Umlegung auf diese Spannung von der Betätigung des Druckknopfes durch den Führer abhängig gemacht. Die Hauptantriebe haben in der Feldwicklung Zellen für Wärmemesser, die auf Relais wirken, welche den Hauptstromkreis bei Überschreiten einer bestimmten Temperatur ausschalten.

Nad.

## Elektrische Bremsung für elektrische Güterzuglokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen.

Auch für Wechselstrom-Triebfahrzeuge unterscheidet man bekanntlich wie bei Gleichstrom zwei grundsätzliche Bremsstromschaltungen, die Nutzbremsung und die Widerstandsbremsung. Die Entscheidung der Frage, welche von beiden Schaltungen angewendet werden soll, ist nicht bloß vom wirtschaftlichen Gesichtspunkte der Stromrückgewinnung aus beeinflußt, sondern auch von dem für eine festgelegte Achsfolge zulässigen Achsdruck abhängig. Die Nutzbremsung erfordert in der Regel ein höheres Gewicht des elektrischen Teiles; deshalb wird in jenen Fällen, in denen aus bestimmten Gründen, z. B. Vermeidung der Verschmutzung durch Bremsstaub, der Radreifenlockerung und übermäßigen Erhitzung, nur das Lokomotivgewicht ganz oder teilweise elektrisch abgebremst werden soll, die Widerstandsbremsung vorteilhafter sein als die Nutzbremsung. An neun hauptsächlich auf der Arlbergstrecke verwendeten elektrischen Lokomotiven der Reihe 1080.100 (siehe Organ 1927, Heft 22/23 „Fachheft Österreich“, Seite 498 Übersicht Spalte 3a und Seite 499, Abb. 10) haben die Österreichischen Bundesbahnen durch den Lieferer des elektrischen Teiles (SSW) eine elektrische W i d e r s t a n d s b r e m s u n g einbauen lassen, welche auf allen vorkommenden Gefällen bis zur Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h das Lokomotivgewicht abbremsen soll. Im Maiheft der „Siemens“-Zeitschrift 1928 beschreibt Ing. L i n s i n g e r der ÖSSW die Ausführung der Bremseinrichtung und deren Schaltung. Letztere für selbsterregte Motoren auszubilden, wurde wegen geringer Verläßlichkeit verworfen. Von den zwei möglichen Arten der Fremderregung — mit Wechselstrom über den Haupttransformator unter Benützung von Hilfstransformatoren oder mit Gleichstrom aus einem besonderen Umformer — entschloß man sich für letztere, weil sie nicht nur dem Gewichte nach Vorteile bot, sondern auch hinsichtlich der Einfachheit der Schaltung. Das wesentliche der letzteren besteht darin, daß bei Einleitung der Bremsung die Anker der drei vorhandenen Motoren — jeder für sich — über einen unveränderlichen Widerstand von 0,92 Ohm kurz geschlossen, die Felder dieser drei Motoren in Reihe geschaltet und von einem mit einem Einphasen-Reihenschlußmotor von 4,6 kW Leistung angetriebenen Gleichstromerzeuger erregt werden, dessen Feld mit 24 Volt Gleichstrom aus dem gesonderten Beleuchtungsstromkreis mit Hilfe eines Regelwiderstandes geregelt wird. Die Umschaltung von Fahrt auf Bremse wird mit einer besonderen nicht mit dem Fahrtwender vereinigten Bremswalze besorgt, welche auf ein Umschaltgetriebe wirkt, das einerseits den Stufenschalter bei der Bremsung von seinem Antrieb abtrennt und verriegelt, andererseits mit letzterem den Regelwiderstand verbindet, so daß der Führer mit dem Stufenschalter auch die Bremswirkung einstellt. Die ganze Bremseinrichtung, für deren Ausbildung, wie die Quelle angibt, auch die Möglichkeit des späteren Einbaues in vorhandene Lokomotiven mitbestimmend war, wiegt 1700 kg.

Nad.

# Buchbesprechungen.

**„Elektrische Vollbahnlokomotiven.“** Ein Handbuch für die Praxis sowie für Studierende von Dr. techn. K a r l S a c h s, Ingenieur der A. G. Brown, Boveri & Cie, Baden (Schweiz). Mit 448 Abbildungen im Text und 22 Tafeln. XI, 461 Seiten. Gebunden ℛℳ 84.—.

Das im April 1928 bei der Verlagsbuchhandlung J u l i u s S p r i n g e r, Berlin erschienene Werk füllt eine Lücke im Schrifttum aus, welche bei den im letzten Jahrzehnt in fast allen Kulturländern vor sich gegangenen Umstellungen von Vollbahnen auf die elektrische Betriebsform immer stärker fühlbar geworden war. Dem hierdurch hervorgerufenen Bedürfnisse nach einer übersichtlichen Darstellung der Entwicklung und des derzeitigen Standes im mechanischen und elektrischen Aufbau der elektrischen Lokomotiven konnten die bisher erschienenen Bücher über elektrische Zugförderung nur zum Teil genügen, weil ihnen die Aufgabe zugefallen war, das gesamte Gebiet des elektrischen Bahnbetriebes, also auch Straßenbahnen, Städtebahnen, Spezialbahnen zu erfassen und deshalb außer den Triebfahrzeugen für Vollbahnen gleichzeitig auch noch die übrigen besonderen Teile der elektrischen Bahnen behandelt werden mußten. Daß solches für e i n Buch zuviel ist, beweist Inhalt und Umfang des Werkes von Dr. techn. S a c h s, der wohlweislich sich darauf beschränkte, nur die Durchbildung der Vollbahnlokomotiven und das zu ihrem Aufbau erforderliche Rüstzeug erschöpfend darzustellen. Was dieses Werk besonders wertvoll macht, ist der Umstand, daß sein Erscheinen zu einer Zeit erfolgte, welche im gewissen Sinne einen Abschluß der Entwicklung bedeutet, nämlich den Abschluß von Großversuchen mit einer neuen Betriebsform in fast allen Ländern, die vor etwa einem Jahrzehnt darangegangen waren, die Dampfzugkraft durch die elektrische Lokomotive zu ersetzen. Da aber die Bedeutung der letzteren in der Wirtschaft der Umstellung von ausschlaggebendem Einfluss ist, wird die Zusammenfassung ihrer technischen Aufbaumöglichkeiten, wie Dr. techn. S a c h s sie dargestellt hat, zum bleibenden Denkstein im Schrifttum über die Entwicklungsgeschichte der elektrischen Lokomotiven.

In der zehn Seiten umfassenden Einleitung zu seinem Werke berührt der Verfasser kurz die Wirtschaftlichkeit der elektrischen Betriebsform unter Hinweis auf die Untersuchungen der Generaldirektion der S B B über den Kohlen-„Paritätspreis“ und bringt eine nicht allgemein bekannte Formel von P a r o d i über den kritischen Kohlenverbrauch je km Bahnstrecke als Wertmesser für die Würdigkeit einer solchen zur Änderung der Betriebsform; sodann werden die Leistungsgrenzen der elektrischen Lokomotiven

im Gegensatz zu den nach Strahl aufgestellten Leistungslinien für Dampflokomotiven erörtert, mit der allgemeinen Schlußfolgerung, daß die letzteren Maschinen konstanter Leistung, die ersteren bei Einphasenstrom Maschinen konstanter Zugkraft, bei Drehstrom„-Universalmaschinen" sind; letzteres, weil sogar ein mit der Geschwindigkeit steigender Leistungsverlauf möglich ist.

Das Werk ist in vier Abschnitte gegliedert; der erstere behandelt Zugkraft und Leistung, der zweite den mechanischen Teil, der dritte die elektrische Ausrüstung der Lokomotiven, der vierte Abschnitt enthält Ausführungsbeschreibungen.

Im ersten Abschnitt wird die Zergliederung des Bahnwiderstandes in seine Einzelteile unter Angabe der in den verschiedenen Ländern eingebürgerten Formeln dargestellt und zum Teil kritisch beleuchtet. Dann folgen Ausführungen über die Zugkraft und Reibungsziffer sowie über die Beziehungen zwischen Gesamtgewicht und Reibungsgewicht. Besonders wertvoll ist die Erläuterung aller Zusammenhänge durch Beispiele. Der größte Teil dieses Abschnittes ist der Aufstellung von Fahrdiagrammen gewidmet, deren zeichnerische Darstellung eingehend erläutert und für Einphasen-, Gleichstrom-, Drehstrom- und Phasenumformerlokomotiven getrennt an Hand zahlreicher auf ausgeführte Lokomotiven bezogener Schaubilder behandelt ist.

Im zweiten 170 Seiten umfassenden Abschnitt ist der mechanische Teil (Wagenteil) der elektrischen Lokomotive dargestellt. In einer kurzen Einleitung hierzu ist die Bezeichnungsweise dieser Triebfahrzeuge erörtert; sodann werden in neun Unterabschnitten die Einzelteile des gesamten mechanischen Aufbaues und ihre verschiedenen Ausführungsformen beschrieben und — was besonders wertvoll ist — zum Teil auch ihre Berechnungsweise gezeigt. Letzteres ist mit besonderer Sorgfalt bei der Behandlung des Laufes in Krümmungen, des Triebwerks und bei der Festsetzung des Massenausgleichs durchgeführt. Die Angabe des Verfassers, daß die Anordnung des Laufwerkes mit Buchli-Gestell, bei dem bekanntlich der Drehzapfen hinter der Triebachse angeordnet ist, besondere Vorteile bietet, ist durch die Erfahrungen mit solchen Gestellen an den in Bayern laufenden Lokomotiven der Reihe E 16 nicht bestätigt worden; das Krauß-Helmholtz-Gestell zeigte sich lauftechnisch als überlegen. Bei der Erörterung der Übersetzungstriebwerke hätte die nach dem Vorgang der Rhätischen Bahn gewählte Anordnung mit freier Aufstellung der Triebmaschinen im Lokomotivkasten und der hierdurch bedingten Notwendigkeit des Einbaues von zwei Blindwellen in ihrer Auswirkung auf das Gewicht und die Unterhaltung der Lokomotiven schärfer beleuchtet werden können. In einem 46 Seiten umfassenden Unterabschnitte sind die Drucklufterzeuger und die mechanischen Bremsen behandelt. Von den ersteren ist der bei den Triebfahrzeugen der DRG noch nicht angewendete umlaufende Luftpresser (Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur) bemerkenswert. Eine ausführliche Beschreibung der verschiedenen Arten von Druckluft- und Luftsaugebremsen und ihrer Einzelteile ist besonders für den nicht eisenbahntechnisch vorgebildeten Leser wertvoll. Sandstreuer, Geschwindigkeitsmesser und Signalpfeifen sind in einem eigenen Abschnitt behandelt; letztere allerdings mit nur $3^1/_2$ Zeilen, was etwas dürftig erscheint und den in den letzten Jahren gemachten Anstrengungen eine in jeder Hinsicht brauchbare Luftpfeife für elektrische Triebfahrzeuge zu finden, nicht entspricht.

Der dritte 200 Seiten umfassende Abschnitt ist der elektrischen Ausrüstung der Lokomotiven gewidmet; er ist in vier Teile gegliedert, nämlich: Gleichstrom-, einphasige Wechselstrom-, Drehstrom- und Umformerlokomotiven. Diesen Teilen ist in der Einleitung hierzu eine geschichtliche Übersicht vorangestellt, die einen guten Überblick über die Entwicklung der Lokomotiven für genannte Stromarten in den Ländern mit elektrischem Zugbetrieb bietet. Die Beschreibung der elektrischen Einrichtungen ist bei den ersten drei Teilabschnitten in je zwei Gruppen unterteilt; in der ersten von diesen sind die im Hauptstromkreis liegenden Bestandteile ihre Bauform und Schaltungen behandelt, in der zweiten die in Nebenstromkreisen liegenden Hilfsbetriebe, wie Luftpresser, Luftsauger, Lüfter, Beleuchtung usw. erörtert. Die Oberleitungsstromabnehmer für Einphasenlokomotiven sind — wohl wegen der Ähnlichkeit der Bauart — unter dem Teilabschnitt „Gleichstromlokomotiven" behandelt. In eingehender Darstellung werden die in den Hauptstromkreisen liegenden Einzelbauteile beschrieben und durch Abbildungen erläutert, besonders ausführlich sind die Steuerungen und die Bremsschaltungen, bei Drehstromlokomotiven die Mittel zur Geschwindigkeitsregelung, im besonderen die polumschaltbaren Wicklungen, behandelt. In den Text eingefügte Formeln und Berechnungsbeispiele unterstützen auch hier das Verständnis der Darlegungen erheblich.

Im vierten Teil des dritten Abschnittes werden die Umformerlokomotiven behandelt, soweit auf den Triebfahrzeugen eine Umwandlung der Stromart vorgenommen wird, also die sogenannten Phasenumformerlokomotiven und die Einphasen-Gleichstromlokomotiven.

Der vierte Abschnitt enthält die Beschreibungen von 15 ausgeführten Lokomotiven und zwar sind fünf Lokomotiven der italienischen Staatsbahnen, je drei solche französischer Bahnen und der Schweizerischen Bundesbahnen, zwei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und je eine der niederländisch-indischen Staatsbahnen und einer amerikanischen Bahn zum Teil sehr ausführlich beschrieben; der Stromart nach sind vier Gleichstrom-, fünf Wechselstrom-, fünf Drehstrom- (darunter eine für zehn kV. 45 Hertz) und eine Umformerlokomotive (Wechselstrom-Gleichstrom) behandelt. Die in den Text der Beschreibungen eingestreuten Bilder werden durch 22 Tafeln ergänzt, auf denen außer Grundriß und Schnitten der Lokomotiven auch zusammenfassende Schaltbilder ganzer Triebfahrzeuge wiedergegeben sind.

Die Ausstattung des Werkes ist unübertrefflich; die im Text enthaltenen Lichtbilder und Zeichnungen sind sorgfältig ausgewählt und scharf wiedergegeben, von allen überflüssigen Maßen befreit und äußerst übersichtlich. Die Ausführung der Tafeln, die zum Teil mit Legenden versehen sind, muß geradezu als glänzend bezeichnet werden. In allen Abschnitten ist durch zahlreiche Fußnoten auf bereits vorliegende Veröffentlichungen und Vorschriften hingewiesen; die auf die einzelnen Bauformen in den verschiedenen Ländern erteilten Schutzrechte sind in ausgiebigster Weise durch Bekanntgabe der Patentnummern in Anmerkungen aufgeführt, was einen großen Behelf für jene bedeutet, denen die praktische Verwertung einzelner Bauformen zur Aufgabe gesetzt ist. Verfasser und Verleger haben mit der Herausgabe des Werkes dem technischen Schrifttum einen Schatz beigefügt, welcher durch die Fülle des Stoffes und die Gründlichkeit der Darstellung nicht bloß augenblicklich hervorsticht, sondern für alle, die mit elektrischer Zugförderung sich befassen, einen dauernden Wert behalten und ihnen in kurzer Zeit unentbehrlich sein wird.

Naderer.

**„Elektrische Gleisfahrzeuge"** von Regierungsrat Dr. Ing. Zeulmann; 3. Band der Verkehrstechnischen Bücherei, mit 253 Abbildungen im Text. Verlagsbuchhandlung Bruno Volger in Leipzig, 1926. Preis *R.M* 14.— (in Ganzleinenband).

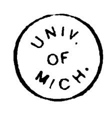
Das Buch behandelt im ersten Teile die geschichtliche Entwicklung und die Vorzüge des elektrischen Bahnbetriebs, die Stromsysteme, die Leitungsanlagen und die Berechnungsgrundlagen für elektrische Gleisfahrzeuge; der zweite Teil enthält eingehende Darstellungen der baulichen Einzelheiten der Straßenbahntriebwagen und der elektrischen Lokomotiven für Vollbahnbetrieb. Im dritten Teil sind besondere Ausführungsformen elektrischer Gleisfahrzeuge — wie Speichertriebwagen, Verschiebelokomotiven usw. — beschrieben. Das Buch wird durch einen Anhang ergänzt, in dem unter anderem die R. E. B. 1925 und ein Auszug aus den Vorschriften für elektrische Bahnen vom 1. 1. 1926 wiedergegeben sind.

Das Werk bietet einen sehr guten Überblick über den Stand des Baues der elektrischen Gleisfahrzeuge und zeichnet sich durch Reichhaltigkeit des Inhaltes aus. Das Studium dieses Werkes kann jedem Eisenbahnfachmann aufs wärmste empfohlen werden.

Für den Fall einer Neuauflage des Werkes dürfte zu erwägen sein, im ersten Teil die Leistungseigenschaften der elektrischen Lokomotiven noch ausführlicher zu behandeln und auf den Vergleich der Leistungseigenschaften der elektrischen Lokomotive mit denjenigen der Dampflokomotive weiter einzugehen; auch wäre für den zweiten Teil eine gründlichere Behandlung der Frage der Kraftübertragung zwischen Fahrmotor und Treibachsen unter Beifügung von Berechnungen erwünscht.

Sorger.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.



**Zum Aufsatz: Betriebserfahrungen mit**

Generator E IV — Mittlere Jsar Aufkirchen — Wirkkilowatt

Generator E V — Mittlere Jsar Eitting — Wirkkilowatt

Generator E IV — Mittlere Jsar Aufkirchen — Blindkilowatt

Kurzschlüße im Fahrleitungsnetz

Generator E V — Mittlere Jsar Eitting — Blindkilowatt

Generator E VII — Walchenseewerk — Wirkkilowatt

Generator E VII — Walchenseewerk — Blindkilowatt

KW

Laufrichtung der Streifen — Stunden

| | | |
|---|---|---|
| Arbeitsverbrauch in 24 Stunden | 272400 KWh | Verhältnis: Mittlere Leistung in 24 Std. / Höchstleistung = 1/1,76 |
| Arbeitsverbrauch in 18 Stunden (6⁰⁰ – 24⁰⁰) | 238500 KWh | |
| Mittlere Leistung in 24 Stunden | 11300 KW | |
| Mittlere Leistung in 18 Stunden | 13200 KW | Verhältnis: Mittlere Leistung in 18 Std. / Höchstleistung = 1/1,52 |
| Höchstleistung | 20000 KW | |

**Abb. 1. Belastungsverlauf der Bahnstrommaschinen in den Großwasserkraftwerken am Freitag, den 15. Juli 1927.**

**Abb. 3. 21. - 28. XI. 1926.**

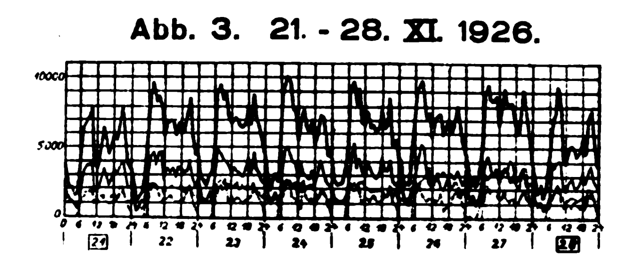


**Abb. 4. 10 - 17. VII. 1927.**

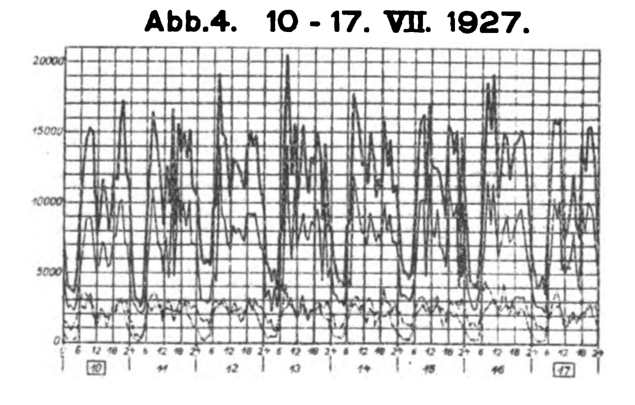


**Abb. 5.**

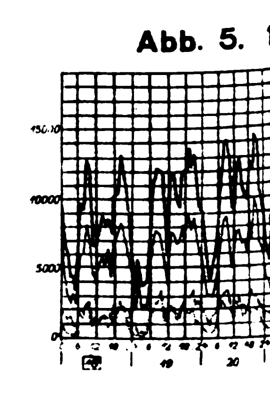


**Abb. 3 bis 7. Tagesbelastungslinien verschiedener Woche**

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# der elektrischen Zugförderung in Südbayern.

Generator E III — Mittlere Jsar Aufkirchen — Wirkkilowatt

Generator E IV — Mittlere Jsar Aufkirchen — Wirkkilowatt

Generator E V — Mittlere Jsar Eitting — Wirkkilowatt

Generator E III — Mittlere Jsar Aufkirchen — Blindkilowatt

Generator E IV — Mittlere Jsar Aufkirchen — Blindkilowatt

Generator E V — Mittlere Jsar Eitting — Blindkilowatt

23⁰⁰ 22⁰⁰ 21⁰⁰ 20⁰⁰ 19⁰⁰ 18⁰⁰ 17⁰⁰ 16⁰⁰ 15⁰⁰ 14⁰⁰ 13⁰⁰ 12⁰⁰ 11⁰⁰ 10⁰⁰ 9⁰⁰ 8⁰⁰ 7⁰⁰ 6⁰⁰ 5⁰⁰

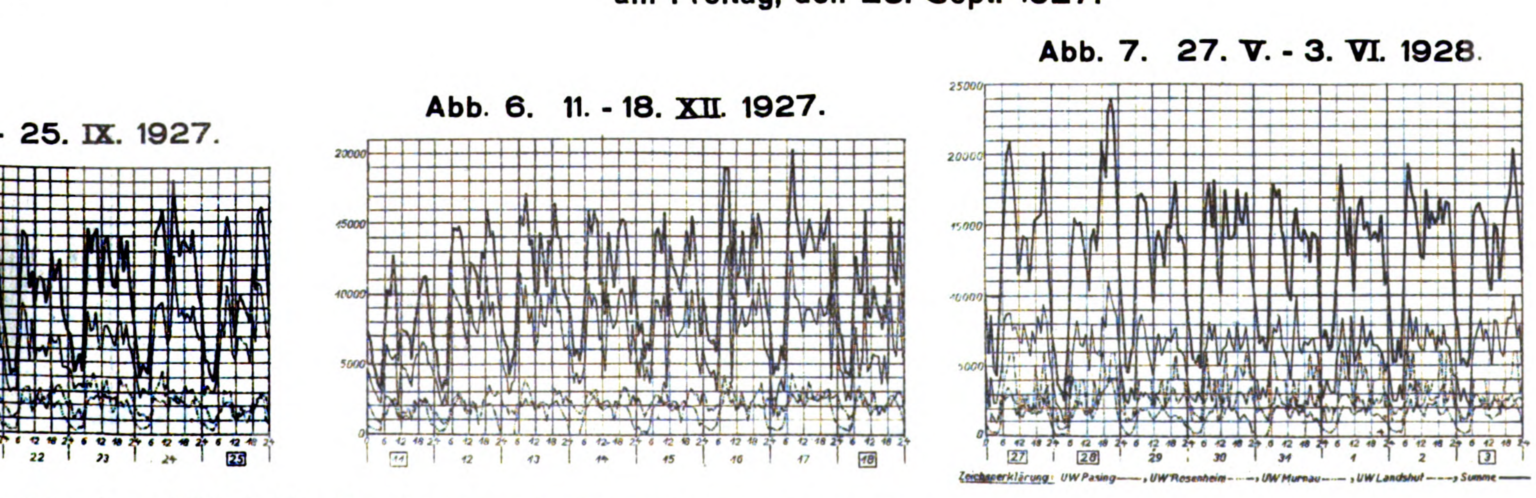
KW ← Laufrichtung der Streifen ← Stunden

| | |
|---|---|
| Arbeitsverbrauch in 24 Stunden | 216700 KWh |
| Arbeitsverbrauch in 18 Stunden (6⁰⁰–24⁰⁰) | 183400 KWh |
| Mittlere Leistung in 24 Stunden | 9000 KW |
| Mittlere Leistung in 18 Stunden | 10200 KW |
| Höchstleistung | 24000 KW |

Verhältnis $\frac{\text{Mittlere Leistung in 24 Std}}{\text{Höchstleistung}} = \frac{1}{2{,}67}$

Verhältnis $\frac{\text{Mittlere Leistung in 18 Std.}}{\text{Höchstleistung}} = \frac{1}{2{,}35}$

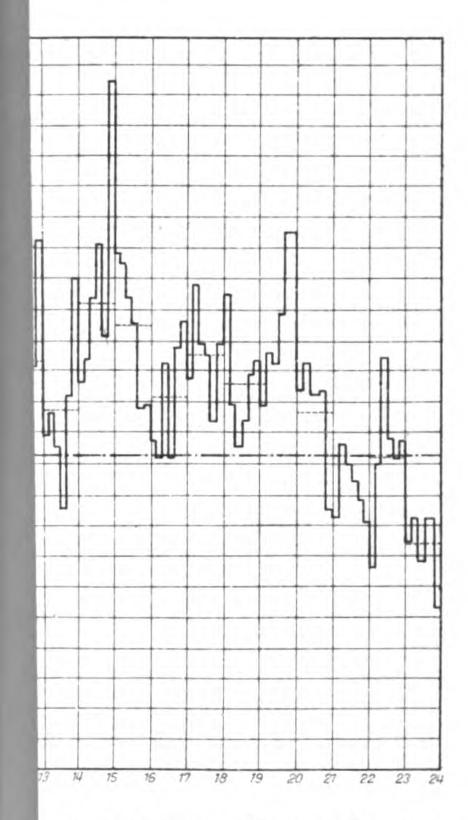
**Abb. 2. Belastungsverlauf der Bahnstrommaschinen in den Großwasserkraftwerken am Freitag, den 23. Sept. 1927.**




im Stunden - Mittel für die einzelnen Unterwerke und im ganzen.

C. W. Kreidel's Verlag, München.

Abb. 5. Stromabgabe und Wärmeverbrauch des Bahnkraftwerks Mittelsteine von 1920-1928.




…5. 1928. 248 000 kWh Abgabe.

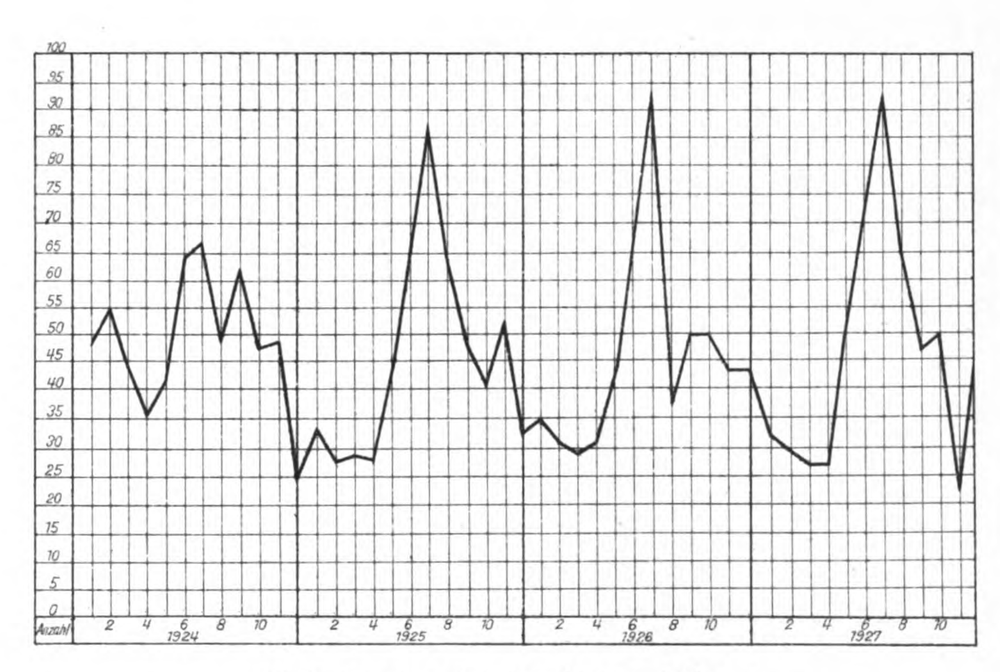
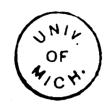



Abb. 7. Anzahl der Kurzschlüsse in der elektrischen Fahrleitung.

C. W. Kreidel's Verlag, München.


UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 15. September 1928 | Heft 18

## Der theoretische Längenschnitt von Standseilbahnen*).

Von Dr. Ing. v. Gruenewaldt.

### Einleitung.

Über den theoretischen Längenschnitt von Standseilbahnen sind bereits eine Reihe von z. T. sehr wertvollen Arbeiten veröffentlicht worden. Die ältesten hierher gehörigen interessanten Ausführungen von de la Goupillière und v. Hauer haben leider nur wenig Beachtung gefunden. Grundlegend war für lange Zeit die Abhandlung von Vautier, der den theoretischen Längenschnitt angenähert als Parabel bestimmte, wobei er von der nicht genau zutreffenden Annahme ausging, dass die horizontalen Längen der Bahnelemente sich ebenso verhielten wie die wirklichen Längen.

v. Reckenschuß hat erstmalig den theoretischen Längenschnitt exakt als Zykloide bestimmt — sein umständlicher Rechnungsgang ist später von H. H. Peter vereinfacht worden.

Für den reibungslosen Zustand bei Ballastbetrieb ist, wie Meissner und Bäseler nachgewiesen haben, eine unendlich grosse Zahl von verschiedenen Gleichgewichtsprofilen möglich, die sich allerdings nur zum kleinsten Teil berechnen lassen. Bäseler hat durch seine gedankenreiche Arbeit nicht unwesentlich zur Klärung der ganzen Frage beigetragen.

Auch nach den Reckenschußschen Untersuchungen wird vielfach vorgeschlagen, für den theoretischen Längenschnitt die Zykloide zur „Vereinfachung" durch eine Parabel (nach Vautier, oder auf Grund anderer Annahmen — Peter**) zu ersetzen.

Die meisten Autoren legen der Berechnung des theoretischen Längenschnitts den ungünstigsten Belastungsfall — voll beladener steigender und leerer sinkender Wagen — zugrunde. Bäseler empfiehlt, eine „mittlere Belastung" zu wählen.

Im folgenden soll nun untersucht werden, welche Belastung am zweckmäßigsten der Konstruktion des Gleichgewichtsprofils zugrunde gelegt werden soll — es werden hierzu vor allem die Zug- und Bremskräfte, sowie das Ballastgewicht für andere Belastungen, als der Konstruktion des Gleichgewichtsprofils zugrunde gelegt waren, ermittelt, und diese Werte für verschiedene Profile miteinander verglichen.

Es soll der Einfluss der Reibung auf die Profilgestaltung wie auf die Grösse der Ausgleichskräfte bestimmt werden, wobei festzustellen ist, ob und wann die Annahme der Reibungslosigkeit zulässig ist, desgleichen ob es einen Zweck hat, die Zykloide als exaktes Gleichgewichtsprofil durch andere Kurven (nach Meissner und Bäseler) zu ersetzen.

Ferner soll festgestellt werden, ob ein Ersatz der exakten transzendenten Gleichgewichtskurven durch algebraische Kurven tatsächlich eine Vereinfachung darstellt.

Es sind die Grenzbedingungen zu ermitteln, bei denen ein Gleichgewichtsprofil überhaupt möglich ist.

Endlich ist zu prüfen, welche Nutzanwendung für die Praxis aus den Untersuchungen des theoretischen Längenschnitts zu ziehen ist, da der theoretische Längenschnitt tatsächlich wohl nie in Betracht kommen dürfte, sondern immer nur einen theoretischen Idealfall darstellen wird.

In den folgenden Untersuchungen sei:

$P_1$ = das Gewicht des sinkenden Wagens in kg,
$P_2$ = das Gewicht des steigenden Wagens in kg,
$p$ = das Gewicht des Seils in kg/m,
$Z$ = die Zugkraft in kg,
$\alpha$ = der Neigungswinkel der Bahn in der oberen Hälfte,
$\alpha_1$ = der Neigungswinkel der Bahn am oberen Ende,
$\beta$ = der Neigungswinkel der Bahn in der unteren Hälfte,
$\beta_1$ = der Neigungswinkel der Bahn am unteren Ende,
$\gamma$ = der Neigungswinkel in der Mitte der Bahn,
$\tau$ = der Neigungswinkel der Bahn im allgemeinen,
$L$ = die Bahnlänge in m,
$L_1$ = die horizontale Länge der Bahn in m,
$H$ = der Höhenunterschied der Endpunkte der Bahn in m,
$h$ = die vertikale Entfernung der beiden Wagen in m,
$v$ = die Fahrgeschwindigkeit in m/Sek.,
$c$ = ein Beiwert zur Berücksichtigung der umlaufenden Massen der Wagen,
$q_r$ = das Gewicht der Seilrollen in kg,
$w_w$ = der Laufwiderstand der Wagen,
$W_s$ = der Seilwiderstand,
$g$ = 9,81 m/Sek. die Beschleunigung durch die Schwere,
$l_1$ = die Strecke, auf der eine Geschwindigkeitsänderung stattfindet in m,
$l$ = die Entfernung zwischen den Wagen in der Bahnachse gemessen in m.

### Bestimmung der Zugkraft.

Die Zugkraft wird bei den Reibungs- und Zahnradbahnen durch einen sich mit den Wagen in einer Richtung fortbewegenden Motor ausgeübt. Bei den Standseilbahnen hingegen durch eine ortsfeste Maschine, mit der zwei (oder $2 \times n$) sich in entgegengesetzter Richtung bewegende Wagen durch ein sich an der Maschine auf- bzw. abrollendes Seil verbunden sind.

Die Zugkraft ist stets gleich der Summe der Fahrwiderstände — es können also bei den Standseilbahnen die gleichen Formeln angewandt werden, wie bei den Reibungsbahnen, nur sind hier die Zugkräfte von zwei in entgegengesetzter Richtung fahrenden Zügen zu addieren und die zum Bewegen des Seils (Heben und Überwinden der Reibungs- und Beschleunigungswiderstände) erforderliche Kraft ist zu berücksichtigen. Da der Hauptteil der Zugkraft bei einer Steilbahn durch die Steigungskomponente gebildet wird, und diese bei den beiden gleichzeitig in Bewegung befindlichen Wagen entgegengesetzte Vorzeichen hat, so wird die Zugkraft bei einer Standseilbahn viel geringer ausfallen, als bei einer Reibungs- oder Zahnradbahn.

Abb. 1.

Sind die beiden Wagen durch ein oberes und ein unteres Seil verbunden (Abb. 1), deren Gewichte $p_o$ und $p_u$ kg/m seien, wobei $p_o - p_u = p$ grösser, kleiner oder gleich Null sein kann, so ergibt sich die erforderliche Zugkraft zu

*) Von der Abteilung für Bauingenieurwesen der Technischen Hochschule Karlsruhe als Habilitationsschrift angenommen.
**) Seefehlner: Elektrische Zugförderung. II. Aufl.

1) $Z_1 = P_2 \sin\beta - P_1 \sin\alpha + ph + (P_2 \cos\beta + P_1 \cos\alpha) w_w + W_s + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 g l_1} [c \cdot (P_2 + P_1) + pl + q_r]$

und

1a) $Z_2 = P_2 \sin\alpha - P_1 \sin\beta - ph + (P_2 \cos\alpha + P_1 \cos\beta) w_w + W_s + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 g l_1} [c \cdot (P_2 + P_1) - pl + qr]$.

Es sind dies die Zugkraftgleichungen in allgemeiner Form, wobei $Z_1$ für den Fall gilt, daß der steigende Wagen sich auf der unteren Bahnhälfte bewegt, $Z_2$ für den Fall, daß der steigende Wagen sich auf der oberen Bahnhälfte befindet (s. Abb. 1 und 2).

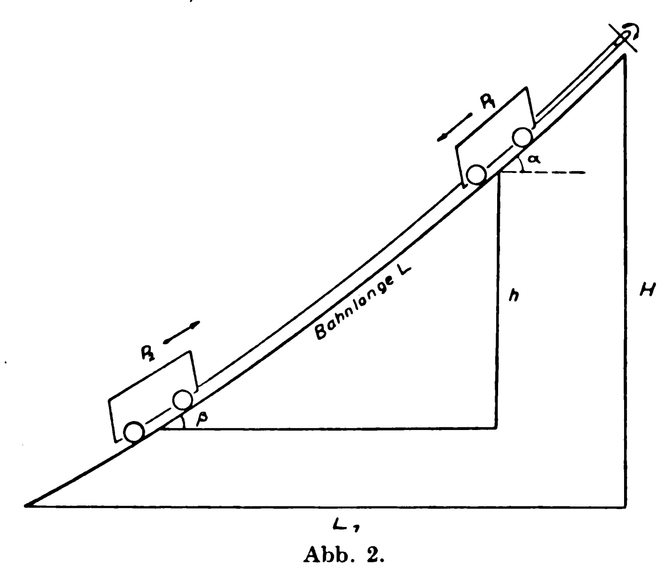



Abb. 2.

Zur weiteren Berechnung sind einige vereinfachende Annahmen und Bedingungen zulässig: erstens soll die Zugkraft nur im Beharrungszustande untersucht werden — damit fällt das letzte Glied der Gleichungen fort; ferner kann in Berücksichtigung der Ungenauigkeit bei der Bestimmung der Reibungswiderstände und ihrer relativ geringen Größe*) gesetzt werden

$(P_2 \cos\beta + P_1 \cos\alpha) w_w + W_s = (P_2 \cos\alpha + P_1 \cos\beta) w_w + W_s = W.$

Damit nehmen die Gleichungen die einfache Form an:

1′) . . . $Z_1 = P_2 \sin\beta - P_1 \sin\alpha + ph + W$

und

1a′) . . . $Z_2 = P_2 \sin\alpha - P_1 \sin\beta - ph + W.$

Die bei einer Bahnfahrt zu leistende Arbeit beträgt:

2) . . . $A = (P_2 - P_1) H + WL + [pH - pH]$

die Arbeit ist vom Seilgewicht unabhängig.

Diese Arbeit ist allgemein

$A = \int_0^L Z\,ds$, wo ds ein Element der Bahnlänge darstellt.

**Gleichgewichtsbedingung und Ableitung der Gleichgewichtskurve.**

Die Bedingung für den theoretischen Längenschnitt lautet: die Fahrt soll bei gleichbleibender Geschwindigkeit mit unveränderlicher Zugkraft stattfinden — d. h. die Wagen sollen sich während der ganzen Dauer der Fahrt im Gleichgewicht befinden**).

Es ist dann

$$Z_1 = Z_2 = Z = \text{konstant},$$

dann wird

$$A = ZL = (P_2 - P_1) H + WL, \text{ woraus}$$

2′) . . . . . . $Z = \frac{H}{L}\left(P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}\right)$ und

2″) . . . . . . $Z - W = \frac{(P_2 - P_1) H}{L}$.

*) $w_w$ ist etwa 0,005 und $W_s \approx$ p. L, 0,05.

**) Nach dem Anfahren bei erreichtem Beharrungszustand.

Die Gleichungen 1 lauten nun:

1″) . . . . $Z = P_2 \sin\beta - P_1 \sin\alpha + ph + W$

1a″) . . . $Z = P_2 \sin\alpha - P_1 \sin\beta - ph + W.$

Durch Addition beider Gleichungen wird gefunden:

3) . . $\sin\alpha + \sin\beta = \frac{2(Z - W)}{P_2 - P_1} = \frac{2H}{L}$ (siehe 2″)

durch Subtraktion

4) . . . . . . . $\sin\alpha - \sin\beta = \frac{2\,ph}{P_1 + P_2}$

Die Multiplikation der Gleichungen 3 und 4 ergibt:

$$h = \frac{L(P_1 + P_2)}{4 H p} (\sin^2\alpha - \sin^2\beta)$$

und da

$$h = y_\alpha - y_\beta \text{ ist,}$$

als allgemeine Gleichung des Längenschnitts

5) . . . . . . . . $y = \frac{L(P_1 + P_2)}{4 H p} \sin^2\tau.$

Diese Gleichung ist bestimmt nur für den Fall, daß p nicht gleich Null wird; ist $p = 0$, so werden die Gleichungen 4 und 5 unbestimmt und es ergibt sich die Bedingung (aus 1″ = 1″a):

$$P_2 \sin\beta - P_1 \sin\alpha = P_2 \sin\alpha - P_1 \sin\beta$$

oder

$$\sin\alpha = \sin\beta,$$

d. h. bei gleichem Gewicht des Ober- und Unterseils wird das Gleichgewichtsprofil durch eine beliebige fortlaufende oder gebrochene Linie gebildet, deren Steigungswinkel symmetrisch zur Bahnmitte gleich sind.

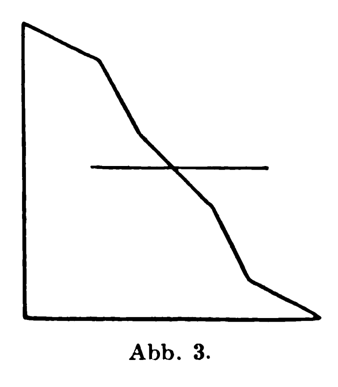


Abb. 3.

(Abb. 3.) Hier ist die Bahnlinie aus Geraden zusammengesetzt, es können aber selbstverständlich auch beliebige Kurven sein, wenn nur die Symmetrie der Steigungswinkel gewahrt bleibt.

Ist das Oberseil schwerer als das Unterseil $p_o > p_u$, so ist p und damit y positiv, bei $p_o < p_u$ werden p und y negativ.

Es entspricht also die Bahnkurve in dem einen wie dem anderen Fall derselben Gleichung, nur ist sie bei positivem p nach oben konkav, bei negativem nach unten.

Im folgenden soll mit dem Fall nur eines Zugseils ohne Unterseil gerechnet werden $p_u = 0$ und $p_o = p$.

**Untersuchung des Gleichgewichtsprofils für motorischen Antrieb.**

Die Gleichung 5)

$$y = \frac{L(P_1 + P_2)}{4 H p} \sin^2\tau$$

ist eine Funktion von $(P_2 + P_1)$ — es ist also für die Gestalt der Kurve gleichgültig, wie die Gewichte $P_2$ und $P_1$ im einzelnen sind, wenn nur ihre Summe einen bestimmten Wert hat.

Es kann also auch $P_2 = P_1 = P$ sein; in diesem Fall nehmen aber die Gleichungen 3 und $\varphi$ folgende Form an:

$$\sin\alpha + \sin\beta = \frac{2(Z - W)}{P_2 - P_1} = \frac{O}{O} \text{ (da dann } Z = W, \text{ s. 2′)}$$

und

$$\sin\alpha - \sin\beta = \frac{ph}{P};$$

die erste Gleichung ist unbestimmt, es bleibt also nur die zweite als Bedingungsgleichung für das Gleichgewichtsprofil übrig. Es sind hier, wie weiter unten gezeigt werden soll, eine unendliche Reihe von Lösungen möglich, darunter natürlich auch die Kurve, die der Gleichung 5) entspricht.

Diese Gleichung 5) ist die Gleichung einer gemeinen Zykloide in einem Koordinatensystem, dessen Anfang im Scheitel der Zykloide liegt und für die der Rollkreisdurchmesser

6) . . . $2R = \frac{L(P_1 + P_2)}{4Hp}$ ist (s. Abb. 4).

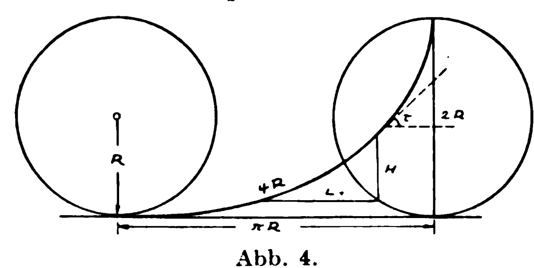



Abb. 4.

Es wird also

5′) . . . . . . . . . . $y = 2R \sin^2 \tau$

und aus

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \tau$$

7) . . . . . . . . $x = 2R(\tau + \sin\tau\cos\tau)$

Für diese Zykloide sind:

Die Bogenlänge vom Scheitelpunkt gemessen

8) . . . . . . . . . . $s = 4R \sin \tau$

und der Krümmungshalbmesser

9) . . . . . . . . . $\varrho = 4R \cos \tau$

Für eine Bahn mit gegebenen Endpunkten lassen sich die Neigungen der Bahnkurve in den Bahnenden aus Gleichung 3) und 4) (Addition oder Subtraktion der Gleichungen) und 6) bestimmen.

10) . $\sin\beta_1 = \frac{H}{L} - \frac{L}{8R} = \frac{8RH - L^2}{8RL}$ oder $\frac{H}{L} \cdot \frac{P_1 + P_2 - pL}{P_1 + P_2}$

11) . $\sin\alpha_1 = \frac{H}{L} + \frac{L}{8R} = \frac{8RH + L^2}{8RL}$ oder $\frac{H}{L} \cdot \frac{P_1 + P_2 + pL}{P_1 + P_2}$

$$\sin\alpha_1 - \sin\beta_1 = \frac{L}{4R}.$$

Soll der ganze Ast der Zykloide vom Scheitel bis zur Spitze in Erscheinung treten, so müssen sein

$$L_1 = \frac{\pi H}{2} \text{ und } L = 2H^{*}),$$

ferner, da hierbei das untere Ende der Bahn wagerecht ($\sin\beta_1 = o$), das obere senkrecht ist ($\sin\alpha_1 = 1$)

$pL = P_1 + P_2$ (aus Gleichung 10),

d. h. das Gewicht des Seils muß gleich sein dem Gewicht beider Wagen.

Daher ist der Grenzwert für ein Gleichgewichtsprofil (praktisch wird dieser Grenzwert natürlich nie erreicht)

12) . . . . . . . $L = \frac{P_1 + P_2}{p}$ und

12a) . . . . . . $H = \frac{P_1 + P_2}{2p}$.

Man kann die Bedingung für den Grenzwert des Gleichgewichtsprofils auch aus Gleichung 11) ableiten:

$$\sin\alpha_1 = \frac{H}{L} \cdot \frac{P_1 + P_2 + pL}{P_1 + P_2} \angle 1,$$

woraus

12′) . . . . . $p \angle \frac{P_1 + P_2}{H} \cdot \frac{L - H}{L}$.

Das Seilgewicht p kann angenähert aus der maximalen zulässigen Seilbeanspruchung $\sigma_{max}$ kg/cm² bestimmt werden, wenn berücksichtigt wird, daß p in einem bestimmten Verhältnis zum nutzbaren Seilquerschnitt $F_s$ steht, und zwar kann im Mittel gesetzt werden

$$F_s = 1{,}1\,p;$$

ist $\sigma_{max}$ die grösste zulässige Beanspruchung des Seils auf Zug, so wird

$$1{,}1\,p\,\sigma_{max} = S,$$

der größten zulässigen Zugspannung des Seils

$S = P_2 \sin\beta_1 + P_2 w_w + pH + pLw_s$ (im Beharrungszustand) oder (nach Gleichung 3) und 4)

13) $1{,}1\,p\,\sigma_{max} = P_2\left(\frac{H}{L} - \frac{pH}{P_1 + P_2} + w_w\right) + pH + pLw_s$,

woraus

$$p = \frac{P_2(H + Lw_w)}{L\left(1{,}1\,\sigma_{max} + \frac{H \cdot P_2}{P_1 + P_2} - H - Lw_s\right)}.$$

(Durch Einsetzen dieses Wertes von p in die Gleichung 12′) läßt sich für ein bestimmtes Seilmaterial, sowie für bekannte Wagengewichte, Widerstandsbeiwerte usf. die zur Überwindung eines gegebenen Höhenunterschiedes erforderliche Mindestbahnlänge $L_{min}$ berechnen, bei der noch ein Zykloidenprofil möglich ist — oberes Ende des Zykloidenastes: $\sin\alpha_1 = 1$.

Ergibt sich hierbei $L_{min} > 2H$, so ist ein Zykloidenprofil nicht mehr möglich — das Seilgewicht wird so groß, daß es nicht ausgeglichen werden kann).

Nach Gleichung 13) lässt sich in einfacher Weise die Bahnlänge angenähert als Funktion der zulässigen Spannung $\sigma_{max}$ bestimmen, bei der der ganze Zykloidenast zur Anwendung gelangt. In diesem Fall ist $p = \frac{P_1 + P_2}{L}$, $H = \frac{L}{2}$ und $\sin\beta_1 = 0$; ferner sei $P_2 w_w \approx \frac{P_1 + P_2}{2} w_w$, es wird dann

$$\frac{1{,}1\,(P_1 + P_2)}{L}\sigma_{max} = \frac{P_1 + P_2}{2} w_w + \frac{P_1 + P_2}{L}\frac{L}{2} + \frac{P_1 + P_2}{L} \cdot Lw_s$$

oder

$$1{,}1\,\sigma_{max} = L\left(\frac{1}{2}w_w + \frac{1}{2} + w_s\right).$$

$w_w$ wird in der Regel zu etwa 0,005 angenommen (es ist also im Verhältnis zum folgenden Gliede nicht von Bedeutung, ob $P_2$ gleich $\frac{P_1 + P_2}{2}$, größer oder kleiner ist)

$w_s$ wird zu 0,05 angenommen, dann ist,

14) . . . $L = \frac{1{,}1\,\sigma_{max}}{0{,}0025 + 0{,}5 + 0{,}05} \approx 2\,\sigma_{max}$

und

14a) . . . . . . . . . $H = \sigma_{max}$.

Der Neigungswinkel in der Bahnmitte, im Kreuzungspunkt der Wagen, ergibt sich aus Gleichung 3) (für $\sin\alpha = \sin\beta = \sin\gamma$)

15) . . . . . . $\sin\gamma = \frac{H}{L} = \frac{\sin\alpha + \sin\beta}{2}$

Die Ableitung der Zykloide als Gleichgewichtsprofil führte erstmalig Reckenschuß*) durch, wobei der Gang seiner Rechnung wesentlich länger und verwickelter war als die vorstehende. Eine mit dieser einfachen Ableitung in der Hauptsache übereinstimmende Ableitung ist zuerst von H. H. Peter**) angewandt worden.

In allen obenstehenden Gleichungen ist ein Ausdruck enthalten, der nicht von vornherein bekannt ist und der daher angenommen werden muß; es ist dies die Länge der Bahnkurve L.

*) L = 2H allein kennzeichnet noch nicht den ganzen Zykloidenast.

*) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1913.

**) Seefehlner-Peter: Elektrische Zugförderung, II. Aufl. und Schweizerische Bauzeitung 1924, Bd. 83, Nr. 5.

Als erste Annäherung wählt man

16) . . . . . . . . . $L = \sqrt{L_1^2 + H^2}$,

d. h. man setzt die Länge der Kurve gleich der Länge der die Endpunkte verbindenden Geraden. In der Regel wird diese Annäherung genügen (bei dem ganzen Zykloidenast beträgt der Fehler rund 7%, in den meisten praktischen Fällen aber nur wenige Promille, vergl. hierzu auch Reckenschuß a. a. O.; wegen einer weiteren Annäherung vergl. Reckenschuß a. a. O. S. 410).

**Wahl des Gewichts $P_2 + P_1$ zur Bestimmung der Zykloide.**

Es tritt nun die Frage auf, für welches Gewicht $(P_2 + P_1)$ die Zykloide bestimmt werden soll, oder ob vielleicht eine der Kurven für $P_1 = P_2$ am zweckmäßigsten sei?

Bei der Untersuchung dieser Fragen ist zu bedenken, daß der theoretische Längenschnitt einen Idealfall darstellt, der bei der Ausführung nur annähernd erreicht werden kann, da seine genaue Durchführung meist Bauten erfordern würde, die sich wirtschaftlich nicht rechtfertigen liessen. Insbesondere bei motorischem Antrieb (im Gegensatz zum Ballastbetrieb) ist die strenge Durchführung des theoretischen Längenschnitts nicht unbedingt notwendig, da durch die Form des Längenschnitts vor allem die Maschinenleistung beeinflußt wird, die Gesamtarbeit sich aber meist nur wenig ändert, was aus der Arbeitsgleichung 2)

$$A = (P_2 - P_1) H + W L$$

ersichtlich ist, denn das erste Glied ist für große Leistungen hauptsächlich maßgebend und das zweite von der Bahnlänge (und damit von der Bahnform) abhängige Glied weicht bei allen für ein Gleichgewichtsprofil in Betracht kommenden Kurven (verschiedene Zykloiden und Traktrixkurven) nur wenig von $W . \sqrt{L_1^2 + H^2}$ ab.

Es wird also in der Regel darauf hinzustreben sein, die Bahnkurve dem für die meisten Fälle zweckmäßigsten theoretischen Längenschnitt möglichst gut anzunähern, nicht aber eine nur für einen Spezialfall gültige Gleichgewichtskurve genau durchzuführen.

Beim Bau einer Bahn wird der Längenschnitt tatsächlich aus Geraden gebildet, die durch Kreis- oder Parabelbögen miteinander verbunden sind.

Weiter fragt es sich, ob es unter diesen Umständen einen Zweck hat, für den theoretischen Längenschnitt die Zykloide durch eine algebraische Kurve, z. B. eine Parabel, wie es seit Vautier*) allgemein üblich ist, zu ersetzen.

Um diese Fragen zu beantworten, sind zunächst einige wichtige Eigenschaften der Zykloide zu erörtern.

Die erforderliche Zugkraft wird bei einer gegebenen Zykloide für andere Wagengewichte $P_2 + P_1$, als die der Konstruktion der Zykloide zugrunde liegenden, aus den Gleichungen bestimmt:

1') . . . $Z_1 = P_2 \sin\beta - P_1 \sin\alpha + p h + W$

1''a) . . . $Z_2 = P_2 \sin\alpha - P_1 \sin\beta - p h + W$,

hier sind $\alpha$, $\beta$ und h die unabhängigen Veränderlichen, während Z die abhängige Veränderliche ist. Sowohl $\alpha$ wie $\beta$ als auch h lassen sich als Funktion der Bahnlänge (des Zykloidenbogens s vom Anfangspunkt der Bahnkurve bis zum steigenden Wagen $P_z$) darstellen.

Um diese Darstellung einfach zu gestalten, sollen die Koordinaten der Zykloide so verschoben werden, daß der Anfangspunkt der Koordinaten mit dem unteren Endpunkt der Bahnkurve zusammenfällt, was auch für die Auftragung dieser Kurve bequem ist.

Es seien x und y die Koordinaten eines Punktes der Bahnkurve bezogen auf den unteren Kurvenendpunkt, $x_1$ und $y_1$ die Koordinaten bezogen auf den Scheitel der Zykloide, $x_a$ und $y_a$ die Koordinaten des unteren Kurvenendpunktes bezogen auf den Scheitel der Zykloide und ferner s, $s_1$ und $s_a$ die entsprechenden Bogenlängen; dann bestehen die Beziehungen zwischen diesen Werten:

$$x = x_1 - x_a$$
$$y = y_1 - y_a$$
$$s = s_1 - s_a,$$

woraus sich ergibt:

17) . . . . . $y = 2R (\sin^2 \tau - \sin^2 \beta_1)$

18) . . $x = 2R (\tau - \beta_1 + \sin\tau \cos\tau - \sin\beta_1 \cos\beta_1) =$
$= \sqrt{(2R - y - y_a)(y + y_a)} + 2R \arcsin \sqrt{\frac{y + y_a}{2R}} - x_a$

19) . $s = 4R (\sin\tau - \sin\beta_1) = 2 \sqrt{2R (y + y_a)} - s_a$

20) . . . . . . $\sin\tau = \frac{s}{4R} + \sin\beta_1$

20a) . . . . . . $\sin\beta = \frac{s}{4R} + \sin\beta_1$

20b) . . . . . . $\sin\alpha = \frac{L - s}{4R} + \sin\beta_1$

21) . . . . . . . $y = \frac{(s + s_a)^2}{8R} - y_a.$

Aus Gleichung 10) haben wir noch

$$\sin\beta_1 = \frac{8RH - L^2}{8RL}$$

und es wird:

22) . . . . $y_a = 2R \sin^2\beta_1 = \frac{(8RH - L^2)^2}{32RL^2}$

23) . . . . . . $s_a = 2 \sqrt{2R y_a} = \frac{8RH - L^2}{2L}.$

Gleichung 20) zeigt, daß der Sinus des Neigungswinkels eine geradlinige Funktion der Bogenlänge ist.

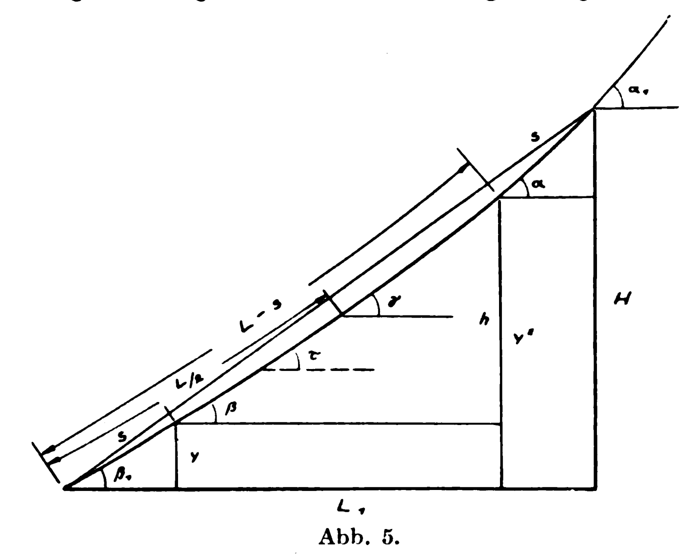



Abb. 5.

Aus Gleichung 21) ergibt sich*) (Abb. 5)

$$h = y'' - y = \frac{(L - s + s_a)^2}{8R} - y_a - \frac{(s + s_a)^2}{8R} + y_a$$

$(y'' = H - y$ und $s'' = L - s)$

$$h = \frac{L^2 - 2Ls + s^2 + 2Ls_a - 2s s_a + s_a^2 - s^2 - 2s s_a - s_a^2}{8R}$$

24) $h = \frac{L^2 - 2Ls + 2Ls_a - 4s s_a}{8R} = H\left(1 - \frac{2s}{L}\right) = \frac{H}{L}(L - 2s)$

es ist somit auch der Höhenunterschied der Wagen eine geradlinige Funktion der Bogenlänge.

*) Nouvelles Annales de la Construction 1891.

*) y und s entsprechen dem steigenden Wagen $P_2$, y'' und s'' dem sinkenden Wagen $P_1$.



Das bedeutet, daß sich das Zugkraftdiagramm über der Bahnlänge als gerade Linie auftragen läßt, was die Bearbeitung der darauf bezüglichen Fragen überaus einfach gestaltet.

Damit beantwortet sich die Frage von selbst, ob es Zweck hat, die Zykloide durch eine andere Kurve, z. B. die Parabel, zu ersetzen: bei dieser lassen sich weder der Neigungswinkel, noch die Ordinatendifferenz als Funktion der Bogenlänge ausdrücken; das Zugkraft- und Arbeitsdiagramm über der Bahnlänge kann also nicht unmittelbar aufgetragen werden, wie bei der Zykloide, sondern es bedarf dazu langwieriger Zwischenrechnungen, die für eine große Anzahl Punkte durchgeführt werden müssen, da das Diagramm sich aus Kurven zusammensetzt. Der Ersatz der Zykloide durch die Parabel würde also keine Vereinfachung bedeuten, sondern das Gegenteil*).

Um Z zu bestimmen und das Arbeitsdiagramm für das Zykloidenprofil auftragen zu können, ist es am einfachsten, die Zugkraft für $P_2$ unten $Z_O$ und für $P_2$ oben $Z_L$ zu berechnen, an den entsprechenden Endpunkten der Bahn als Ordinaten aufzutragen und die Endpunkte dieser Ordinaten durch eine Gerade zu verbinden.

Die Gleichung für Z lautet, nachdem man die Werte für $\sin\alpha$, $\sin\beta$ und h aus den Gleichungen 20a), 20b) und 24) in die Gleichung 1′ eingesetzt hat:

$$25) \;.\;.\; Z = (L - 2s)\left(\frac{pH}{L} - \frac{P_2 + P_1}{8R}\right) + \frac{H}{L}(P_2 - P_1) + W$$

und für die Endpunkte ($s = o$ und $s = L$)

$$26) \;.\;.\; Z = \pm L\left(\frac{pH}{L} - \frac{P_2 + P_1}{8R}\right) + \frac{H}{L}(P_2 - P_1) + W,$$

und zwar mit dem Pluszeichen vor dem ersten Glied für den unteren ($Z_o$)**) und mit dem Minuszeichen für den oberen Endpunkt ($Z_L$)***).

Wird in diesen Gleichungen 8R noch durch den Wert

$$8R = \frac{L(P_2' + P_1')}{Hp}$$

ersetzt, wo $P_2'$ und $P_1'$ die Wagengewichte sind, für welche die Zykloide konstruiert ist, so nehmen die Gleichungen die Form an:

$$27) \quad Z = \frac{(L - 2s)}{L}\, pH\left(1 - \frac{P_2 + P_1}{P_2' + P_1'}\right) + \frac{H}{L}(P_2 - P_1) + W$$

und

$$28) \;.\;.\;.\; Z = \pm\, pH\left(1 - \frac{P_2 + P_1}{P_2' + P_1'}\right) + \frac{H}{L}(P_2 - P_1) + W\dagger).$$

Aus diesen Gleichungen ist ohne weiteres zu ersehen, daß $Z_{max}$ am unteren Endpunkt der Kurve liegt, d. h. beim Beginn der Fahrt ($Z_0 = Z_{max}$), wenn $(P_2 + P_1) < (P_2' + P_1')$ und am oberen, am Ende der Fahrt ($Z_L = Z_{max}$), wenn $(P_2 + P_1) > (P_2' + P_1')$.

Es kann nun festgestellt werden, für welche Werte von $P_2$ und $P_1$ der theoretische Längenschnitt zu ermitteln ist; Z erreicht seinen größten positiven oder größten negativen Wert, wenn der eine Wagen beladen, der andere leer ist, da dann der absolute Wert von $(P_2 - P_1)$ sein Maximum erreicht.

Diese Maximalzugkraft ist am kleinsten, wenn die Zugkraft konstant ist, was aus dem Arbeitsdiagramm ohne weiteres ersichtlich ist (s. weiter Abb. 6). Es muß also, um für den ungünstigsten Belastungsfall die kleinste Zugkraft zu erhalten, der theoretische Längenschnitt für diesen Fall gewählt werden, d. h. für $(P_2 - P_1)_{max}$ oder $(P_2 - P_1)_{min}$, was die gleiche Kurve ergibt.

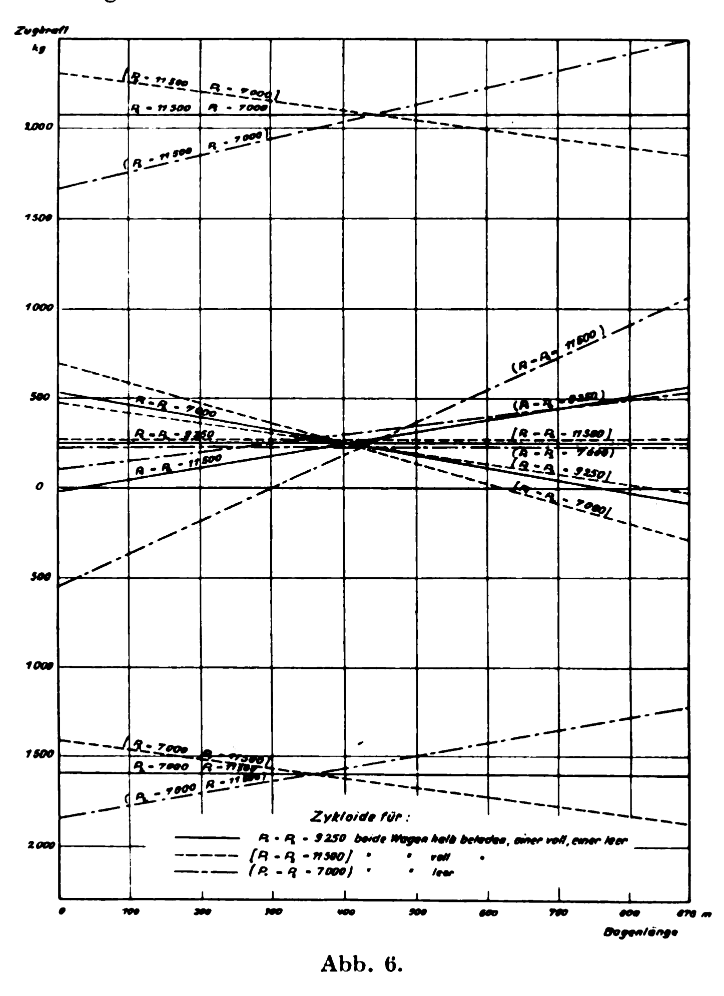



Abb. 6.

Es ist noch nachzuweisen, daß dieser Kraftbedarf tatsächlich der größte ist, daß also bei einer anderen Belastung der Wagen stets

$$\pm\, pH\left(1 - \frac{P_2 + P_1}{P_2' + P_1'}\right) + \frac{H}{L}(P_2 - P_1) < \frac{H}{L}(P_2' - P_1');$$

wir können hierfür setzen:

$$\pm \frac{pL}{P_2' + P_1'}\left[(P_2' - P_2) + (P_1' - P_1)\right] < (P_2' - P_2) - (P_1' - P_1);$$

bei der Anwendung des ganzen Zykloidenastes ist $\frac{pL}{P_2' + P_1'} = 1$. In allen anderen Fällen, praktisch also immer, ist $\frac{pL}{P_2' + P_1'} < 1$; es ist somit in der obenstehenden Formel für positive Zugkräfte ($P_2'$ beladen, $P_1'$ leer) das erste linke Glied stets (unabhängig von den Vorzeichen) kleiner als das erste rechte Glied, da $P_2' - P_2 > O$, ebenso ist das zweite linke Glied stets kleiner als das zweite rechte, da $P_1' - P_1 < O$. Es kann also bei der für den ungünstigsten Belastungsfall ermittelten Zykloide der Wert $Z_{max}$ bei keiner Belastung den Wert $\frac{H}{L}(P_2' - P_1') + W$ übersteigen.

---

*) Bei einer Parabel von der Form $y = ax^2 + bx$ (Vautier, Peter) ist die Ordinatendifferenz h eine geradlinige Funktion der horizontalen Länge.

$$24_1) \;.\;.\;.\;.\;.\; h = aL_1^2 + bL_1 - 2x(aL_1 + b);$$

für die Vautiersche Parabel ist:

$$24_2) \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; h = \frac{H}{L_1}(L_1 - 2x).$$

Die Tangente des Neigungswinkels ($tg\,\tau$) ist bei der Parabel ebenfalls eine geradlinige Funktion der horizontalen Lage.

$$tg\,\tau = \frac{dy}{dx} = 2ax + b.$$

Sollte der bei Standseilbahnen nur ganz ausnahmsweise vorkommende Fall einer so flachen Steigung der Bahn eintreten, daß der Sinus des Neigungswinkels der Tangente gleich gesetzt werden kann, so läßt sich der Kraftbedarf auch für eine parabelförmige Bahn einfach ermitteln.

**) Beginn der Fahrt — $P_2$ unten.

***) Ende der Fahrt — $P_2$ oben.

†) W kann bei dem geringen Wert von $w_W$ als konstant angenommen werden.

Ebenso wird, wenn $P_2 < P_1$, niemals die konstante Bremskraft $\frac{H}{L}(P_1' - P_2')$ überschritten; die sich für das gleiche Profil ergibt, wenn der sinkende Wagen voll beladen, der steigende dagegen leer ist.

Der für den Fall eines vollen und eines leeren Wagens bestimmte theoretische Längenschnitt ergibt also den geringsten Höchstkraftbedarf und damit auch die geringste erforderliche Maschinenstärke. Er ergibt ferner konstante Zug- und Bremskraft für alle Belastungsfälle, bei denen die Gesamtbelastung beider Wagen gleich ist der Summe eines vollbeladenen und eines leeren Wagens $(P_{2max} + P_{1min})$; also vor allem auch für den Fall, daß beide Wagen gleich und zur Hälfte ihrer Tragfähigkeit beladen sind (vergl. hierzu Abb. 7).

In Abb. 6 sind für eine Bahn mit folgenden Grundlagen*):

| | |
|---|---|
| Gewicht des leeren Wagens . . . . . . | 7000 kg |
| Gewicht des vollen Wagens . . . . . . | 11500 kg |
| Seilgewicht p = . . . . . . . . . . . | 3,5 kg/m |
| Reibungswiderstand der Wagen $w_w$ = . | 0,005 |
| Seilwiderstand $(L\,p\,w_s) = W_s$ = . . . . | 150 kg |
| $L_1$ = . . . . | 800 m |
| H = . . . . | 360 m |
| L ≈ . . . . | 878 m |

einige Kraftdiagramme aufgetragen und zwar jeweils für die Belastungsfälle:

$$P_2 = P_1 = 11500 \text{ kg}$$
$$P_2 = P_1 = 9250 \text{ kg}$$
$$P_2 = P_1 = 7000 \text{ kg}$$
$$P_2 = 11500 \text{ kg},\ P_1 = 7000 \text{ kg und}$$
$$P_2 = 7000 \text{ kg},\ P_2 = 11500 \text{ kg}$$

und zwar auf drei Zykloidenprofilen, die für $P_2' + P_1' = 18500$ kg (hier ergibt sich für $P_2 = 11500$ kg, $p_1 = 7000$ kg, für $P_2 = P_1 = 9250$ kg und für $P_2 = 7000$ kg, $P_1 = 11500$ kg konstante Zugkraft), für $P_2' + P_1' = 23000$ kg $(P_2' = P_1' = 11500$ kg) und für $P_2' + P_1' = 14000$ kg $(P_2' = P_1' = 7000$ kg) konstruiert sind.

Es sind dies die Grenzfälle.

Die Zeichnung bestätigt die obigen Darlegungen: sie zeigt, daß die Schwankungen der Zugkraft recht bedeutend sein können, daß aber die Überschreitung der maximalen konstanten Zugkraft bei verschiedenen Profilen nicht sehr beträchtlich ist, sie beträgt hier rund 20%, was für die Dimensionierung der Maschinen, die doch stets mit einer gewissen Reserve vorgenommen zu werden pflegt, nicht ins Gewicht fällt; ebenso sieht man, daß bei $P_2 + P_1 > P_2' + P_1'$ der Kraftbedarf während der Fahrt steigt, bei $P_2 + P_1 < P_2' + P_1'$ dagegen abnimmt.

*) Es sind dies dieselben Annahmen, die Reckenschuß der Berechnung seiner Beispiele zu Grunde legt.

Für die auf den gleichen Annahmen für Länge, Höhe usw. und für $P_2' = 11500$ kg, $P_1' = 7000$ kg konstruierte Zykloide sind in Abb. 7 die Zugkräfte am Anfang $(Z_0)$ und Ende $(Z_L)$ der Fahrt aufgetragen, und zwar als Gerade für die verschiedenen $P_1$ über $P_2$ (die Interpolation zwischen den $P_1$-Linien erfolgt geradlinig).

Der auf einer Ordinate gemessene Abstand zwischen den gleichen $P_1$ entsprechenden Geraden zeigt den für den gegebenen

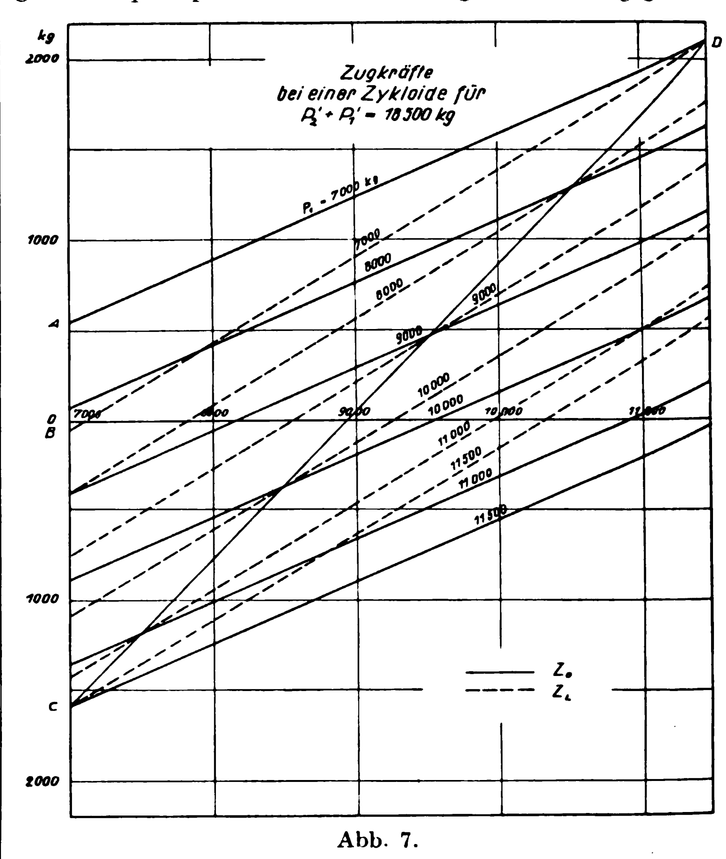



Abb. 7.

Belastungsfall ($P_2$ durch die Abszisse bestimmt) vorhandenen Unterschied zwischen der Höchst- und Mindestzugkraft.

Links der Linie CD (dem geometrischen Ort der $P_1$ für den Wert $P_2 + P_1 = P_2' + P_1' = 18500$ kg) ist $Z_0 = Z_{max}$ und $Z_L = Z_{min}$, da hier $(P_2 + P_1) < (P_2' + P_1')$ ist. Rechts von CD ist das umgekehrte der Fall, da hier $(P_2 + P_1) > (P_2' + P_1')$.

Werden die aus Abb. 7 ermittelten Werte für $Z_0$ und $Z_L$ für beliebige $P_2$ und $P_1$ über den Endpunkten der Bahnlänge als Ordinaten aufgetragen und durch eine Gerade verbunden, so ergibt dies unmittelbar das Arbeitsdiagramm für die gewählte Belastung. (Schluß folgt.)

## Die durchgehende elektrische Zugheizung auf den Österreichischen Bundesbahnen.

Von Ingenieur **Friedrich Klausner**, Hofrat der Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen.

Die Österreichischen Bundesbahnen sind in der angenehmen Lage, sich nur mit der Heizung mit 1000 V Heizkörperspannung beschäftigen zu müssen, da sie vorläufig in internationalen Kursen keine Strecken zu bedienen haben, die mit 1500 V geheizt werden. Die in Österreich zur Anwendung kommende 1000 V-Heizung ist für alle Kurse nach dem Deutschen Reiche, nach der Schweiz und nach Ungarn geeignet, während für die französischen Kurse nur die französische Ostbahn in Betracht kommt, die schon aus strategischen Gründen auf eine Reihe von Jahren nicht elektrisiert werden dürfte. Holländische und tschechoslowakische Strecken spielen wegen des Umfanges der Elektrisierung in diesen Ländern keine Rolle. Unter diesen Umständen hatten die Österreichischen Bundesbahnen nur die Einrichtung der durchgehenden Heizung mit 1000 V Heizkörperspannung ins Auge zu fassen und sind auf Grund der im Betriebe gemachten Erfahrungen und mit Hilfe der seitens der Industrie auf den Markt gebrachten, geeigneten Erzeugnisse bei einer endgültigen Ausführung angelangt, die im nachfolgenden beschrieben und damit einem weiteren Kreis zur Kenntnis gebracht werden soll.

Bei allen Wagen, ob sie für den Übergangsverkehr bestimmt sind oder nur für den Binnenverkehr in Betracht kommen, wird eine Einrichtung verwendet, die in allen Teilen den Bestimmungen des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen und des Internationalen Eisenbahnverbandes

entspricht. An die oberste Stelle wurde der Grundsatz gestellt, daß die Anlage in den Wagen so einfach und hausbacken als nur möglich durchgeführt wird und dadurch nicht nur die Wartung, sondern besonders auch die Bedienung im Betriebe von den einfachsten Kräften, mit den heutzutage von jedem Menschen zu erwartenden Kenntnissen über elektrotechnische Fragen ohne Hilfe eines Schaltbildes bewerkstelligt werden kann und daß die Sicherheit des Bedienungspersonales und der Reisenden weitgehendst Berücksichtigung findet. Der Anordnung und Durchbildung der durch den ganzen Wagenzug gehenden Hauptleitung, die von der Kupplungsdose der einen Wagenbrust zur Dose auf der anderen führt, den Verbindungsleitungen von den Kupplungsdosen über die Kabelhalter zu den Kupplungsköpfen und der Zuleitung ins Wageninnere wird die größte Sorgfalt zugewendet, um bei der exponierten Lage dieser Leitungen im Untergestelle Abtrennungen ganzer rückwärtiger Zugteile infolge von mechanischen Beschädigungen oder elektrischen Störungen möglichst hintanzuhalten.

Die Zuleitung führt von einer der beiden Kupplungsdosen über die außen am Langträger, möglichst nahe an dieser Dose angebrachte Hauptsicherung zum Hauptschalter- und Verteilerkasten (s. Schaltbild Abb. 1), der immer im Wagendurchgang in der Nähe der Eingangstür und in möglichster Nähe der Hauptsicherung angebracht wird. Im Hauptschalter- und Verteilerkasten führt die Leitung über den Hauptschalter zur Verteilungsschiene, die drei Stromkreissicherungen trägt. Von den Stromkreissicherungen führen die Leitungen im Wageninnern bei Nichtregelbarkeit (Abort und Gang) unmittelbar, bei Regelbarkeit über die Abteilschalter zu den nebeneinander geschalteten Heizkörpern.

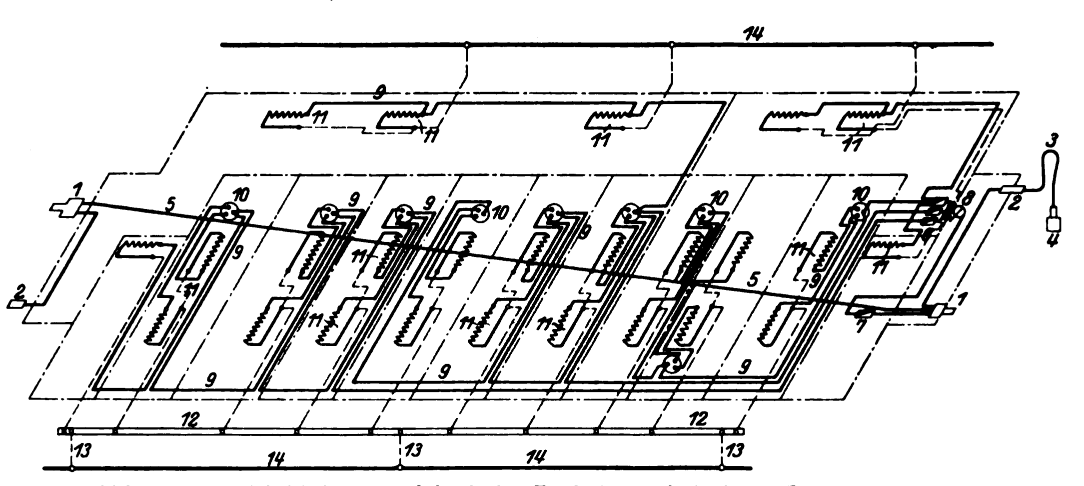


Abb. 1. Schaltbild für die elektrische Zugheizung bei einem Personenwagen. (1000 V Heizkörperspannung.)

Bei Wagen, die nur einen Stromkreis besitzen (z. B. Dienstwagen), ist der Abteilschalter zugleich Hauptschalter, so daß die Stromkreissicherungen entfallen und die Zuleitung ins Wageninnere von der Hauptsicherung unmittelbar zum Abteilschalter führt.

Bei Ausführung der Einrichtung und bei der Wahl der Baustoffe wurde aus erhaltungs- und betriebstechnischen Gründen eine weitestgehende Vereinheitlichung berücksichtigt. Es werden einheitlich nur Erzeugnisse verwendet, die sich während der anfänglichen Versuchszeit unter den vielen damals von der Industrie angebotenen und in den normalen Betrieb gestellten Ausführungen am besten bewährten.

Bei dieser Gelegenheit will ich erwähnen, daß aus der ersten Versuchszeit, in der noch gegen die Verwendung einer Spannung von 1000 V im Wageninnern Bedenken obwalteten und die Durchführung der Einzelteile noch Schwierigkeiten bereitete, einige wenige Wagen vorhanden sind, bei denen durch einen im Untergestell aufgehängten Transformator die Spannung vor Einführung in das Wageninnere auf 110 V herabgemindert wird. Da diese Wagen an dem Übelstand einer zu geringen Heizwirkung leiden (man hatte damals noch keine praktischen Erfahrungen und hatte die Heizleistung wie bei allen ausländischen Verwaltungen mit 150 W/m$^3$ zu gering bemessen), eine nachträgliche Verstärkung dieser Leistung aber wegen der Bemessung der Transformatoren nicht ohne weiteres möglich ist und da die Haltung von Ersatzteilen für diese teilweise auch noch nicht voll entsprechenden Einzelausführungen Schwierigkeiten bereitet, werden alle diese Wagen gegenwärtig auf die vorgeschilderte Normalausführung mit 1000 V Heizkörperspannung umgebaut.

Im nachfolgenden sollen einzelne Bauteile und die Art der Ausführung des Einbaues und der Bedienung näher beschrieben werden.

### Durchgehende Leitung.

Die durchgehende Hauptleitung aus groblitzigem Kabel von 185 mm$^2$ Kupferquerschnitt und das feinlitzige Kupplungskabel gleichen Querschnittes, das an jeder Wagenbrust durch den Kabelhalter (Abb. 2) hindurch die Verbindung mit der Kupplungsdose derselben Brust herstellt, werden im Untergestell in untereinander und mit den Kupplungsteilen gut verschraubten, 1½zölligen Gasrohren verlegt. Diese Rohre sind an den Untergestellträgern mittels Schellen befestigt. Die Kupplungsglieder selbst (Dose und Kabelhalter) werden nur an blankgemachte und verzinnte Flächen der Brustträger angeschraubt. Das Kupplungskabel besteht aus feinen Litzen von 0,25 mm$^2$ Kupferquerschnitt und trägt am Ende den Stecker (Abb. 3). Der freie Teil des Kupplungskabels ist zusammen mit dem den Stecker zum Kabelhalter erdenden, ebenfalls feinlitzigen Erdungskabel von 25 mm$^2$ Kupferquerschnitt in einen Lederschlauch eingenäht. Bei allen Wagen der Österreichischen Bundesbahnen werden ohne Ausnahme nur Kupplungsteile (Dose, Stecker, Kabelhalter und Blinddose) der Österreichischen Brown Boveri-Werke (Schweizer Kupplung) verwendet. Die Durchbildung dieser Kupplung ist aus Veröffentlichungen in den Fachzeitschriften zur Genüge bekannt; die Österreichischen Bundesbahnen haben nur insoferne eine Vervollkommnung eingeführt, als an einem eigenen Anguß am rückwärtigen Teil der Kupplungsdose mit Hilfe vorgebohrter und blind verschraubter Löcher die durchgehende Leitung und die Verbindungsleitung zwischen Dose und Kabelhalter auch seitwärts herausgeführt und die Raumschwierigkeiten bei der rückwärtigen Herausführung bei Drehgestellwagen vermieden werden können. Weiteres soll noch als Verbesserung erwähnt werden, daß durch Anordnung eines Angusses rückwärts am Dosendeckel dieser in eine solche schiefe Lage eingestellt wird, daß er, wenn losgelassen, sofort herunterfällt und damit entweder den Dosenmund verschließt oder bei eingesteckter Kupplung durch Eingreifen seiner Nase hinter den Steckerwulst den Stecker am Herausfallen hindert.

Die Blinddose (s. Abb. 4) wird möglichst rechts vom Puffer (die Wagenstirn angesehen) an der Stirnwand so befestigt, daß der untere Rand ungefähr 1500 mm über

Schienenoberkante zu liegen kommt und daß das Kupplungskabel nirgends scheuert oder geklemmt wird und sich natürlich krümmen kann.

Die Gesamtanordnung der Kupplungsteile an der Wagenbrust und die Länge des Kupplungskabels zeigt die Abb. 2. Die Kupplungsdosen, die Blinddosen und die Stecker tragen an leicht sichtbarer Stelle einen roten Starkstrompfeil.

### Zuleitung ins Wageninnere.

Vom rückwärtigen oder seitlichen Anguß einer der beiden Kupplungsdosen führt die Zuleitung in das Wageninnere zunächst zu der am Langträger möglichst nahe an der Kupplungsdose angebrachten, in einem Gußeisenkasten eingeschlossenen Hauptsicherung. Der mittels Vierkantschlüssels zu öffnende Deckel dieses Gußkastens fällt im offenen Zustande (also bei Gefahr einer unmittelbaren Berührung von spannungführenden Klemmen) herab und schnappt beim Aufklappen von selbst in sein Schloß ein (s. Abb. 5). Ein roter Starkstrompfeil und die Anschrift „Achtung, Hochspannung", am herabgefallenen Deckel leicht sichtbar angebracht, zeigen den gefährlichen Zustand auffallend an. Am geschlossenen Gußkasten der Hauptsicherung ist ebenfalls ein leicht sichtbarer, roter Starkstrompfeil angebracht. Die spannungführenden Klemmen der Hauptsicherung sind mit einer isolierenden Schutzkappe gedeckt. Am herabgefallenen Deckel ist die Stromstärke der Sicherungspatrone der Hauptsicherung angeschrieben. Von der Hauptsicherung führt die Zuleitung weiter zu dem Hauptschalter im Wageninnern.

Die Zuleitung, bestehend aus einem Kabel von 10 mm² Kupferquerschnitt liegt in ½zölligen, gut miteinander verschraubten und ohne Gratbildung nach innen verlegten Gasrohren.

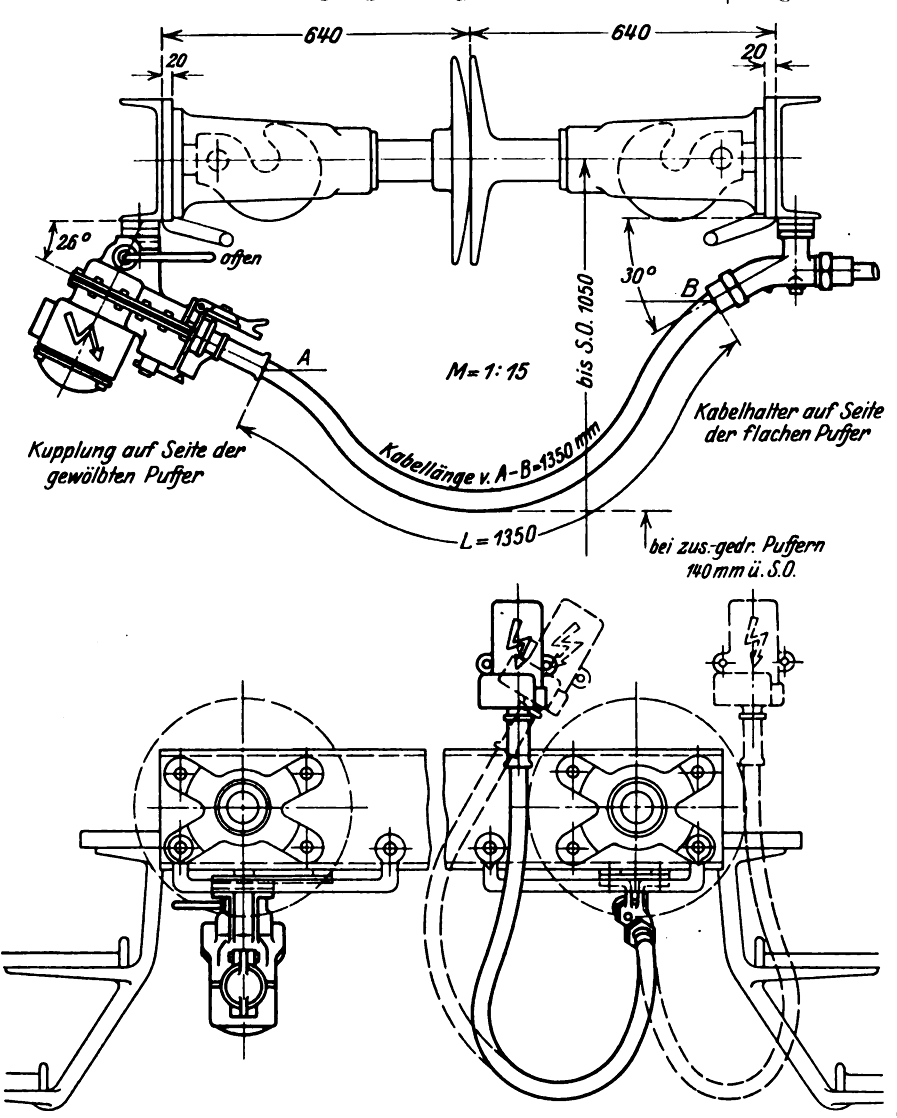



Abb. 2. Anordnung der Kupplungseinrichtung.

## Inneneinrichtung.

### Hauptschalter und Stromkreissicherungen.

Der Hauptschalter im Wageninnern wird grundsätzlich im Wagendurchgang in der Nähe der Eingangstüre und in möglichster Nähe zur Hauptsicherung angebracht. Bei Wagen mit mehreren (drei) Stromkreisen ist ein eigener Hauptschalter von der Bauart der Abteilschalter, jedoch nur mit den zwei Stellungen $^1/_1$ und 0 (ein und aus) verwendet. Dieser Hauptschalter ist in einem von den Österreichischen Brown Boveri-Werken entworfenen und gebauten gußeisernen Kasten hinter einem kleinen, mittels Gas-(Pintsch-)Schlüssels sperrbaren Türchen, das die Aufschrift „Hauptschalter" trägt untergebracht. In demselben Kasten (Abb. 6) befinden sich, durch eine das kleine Hauptschaltertürchen tragende, mittels Vierkantschnappschlosses sperrbare Türe abgeschlossen, die auf einer Verteilerschiene angeordneten, also nebeneinander geschalteten Sicherungen für die drei Stromkreise der Heizanlage. Die große, zu den spannungführenden Stromkreissicherungen führende Türe ist mit der kleinen Tür für den Hauptschalter mechanisch so verriegelt, daß sie nur bei der „Aus"-Stellung des Hauptschalters also nur dann geöffnet werden kann, wenn sich die Stromkreissicherungen in spannungslosem Zustande befinden. Aufschriften an einer eigenen Schiene oberhalb der Sicherungen geben eindeutig an, für welche Stromkreise die Sicherungen bestimmt sind, z. B.

„Großes Abteil", „Abteile 1. Klasse", „Einzelabteile", „Nichtraucherabteile 2. Klasse", „Abort und Gang".

Außen am kombinierten Hauptschalter- und Sicherungskasten sind die Aufschrift „Elektrische Heizung", innen im Sicherungsraum die Anschrift „Achtung, Hochspannung" und zwei rote Starkstrompfeile angebracht. (S. Abb. 6 und 7 des Hauptschalterkastens im offenen und geschlossenen Zustand.)

Im Wagen werden nicht mehr als drei Stromkreise ausgeführt. Für große Abteile wird ein eigener Stromkreis angeordnet und gleichartige Abteile werden in einen Stromkreis so zusammengezogen, daß sie durch die Aufschriften oberhalb der Stromkreissicherungen leicht verständlich gekennzeichnet werden können (s. Abb. 6).

Bei Wagen, die nur einen Stromkreis besitzen (Dienstwagen), vertritt der Abteilschalter den Hauptschalter, so daß die Stromkreissicherungen entfallen und die Zuleitung von der Hauptsicherung unmittelbar zum Abteilschalter führt.

Als Haupt- und Stromkreissicherungen sind Unterteile und Patronen der A. E. G.-Union verwendet, bei denen durch entsprechende Zapfen ein Einsetzen unrichtiger Patronen verhindert wird. Die Patronen und die Anschlußklemmen sind durch Kappen geschützt. Nach Bestimmung der Verwendung der Unterteile wird vor dem Einbau auf den Porzellansockeln derselben die Stärke der dazugehörigen Patrone (entsprechend dem für die gewünschte Patrone in der

Führungsbacke auszunehmenden Schlitz für den Zapfen) angeschrieben.

Innenleitungen und Abteilschalter.

Von den Stromkreissicherungen sind die Leitungen bei Nichtregelbarkeit unmittelbar, bei Regelbarkeit über die Abteilschalter den nebeneinandergeschalteten Heizkörpern zugeführt. Mit Ausnahme der Abort- und Gepäckräume und des Ganges wird die Heizung in allen Räumen regelbar eingerichtet. In jedem Raum wird einer, und wenn der ganze Wagen nur aus einem Raume besteht, werden zwei Abteilschalter mit den drei Stellungen „warm", „$^1/_2$" und „kalt" angeordnet, mittels denen eine Regelung der Heizleistung des Abteiles durch Nebeneinanderschaltung der möglichst in die Hälfte geteilten Heizkörpergruppen vorgenommen werden kann. In allen Wagen für den internationalen (R. I. C.-) Verkehr sind dreisprachige, sonst einsprachige Abteilschalterdeckel verwendet. Die Anordnung der nach der Bauart der Schweizer Bundesbahnen von den Österreichischen Brown Boveri-Werken erzeugten Abteilschalter an der Wagenwand für ein Abteil 2. Klasse zeigt die Abb. 8.

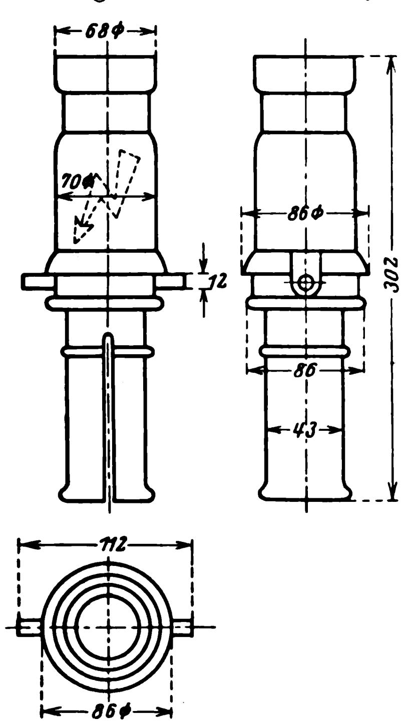



Abb. 3. Kupplungsstecker für elektrische Zugheizung.

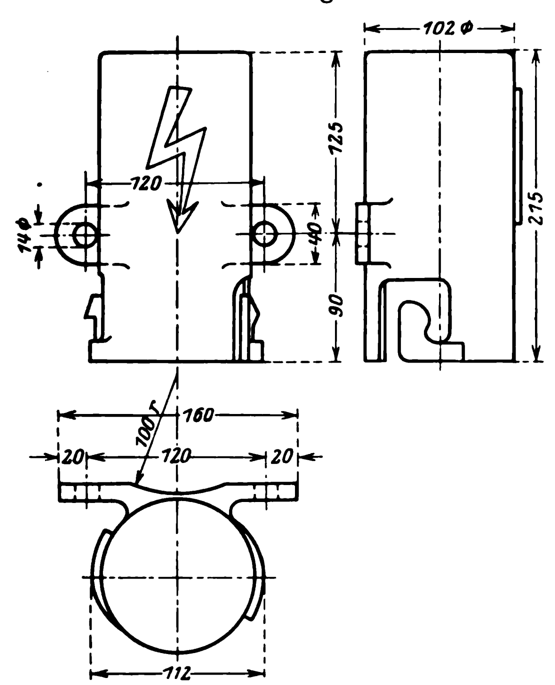



Abb. 4. Blinddose für elektrische Zugheizung.

Alle Leitungen im Wageninnern sind aus isoliertem Kabel von 2,5 mm² Kupferquerschnitt in überlappten Peschelrohren von 18 mm l. W. verlegt. Die Verwendung von nahtlosen Bleirohren und Metallschläuchen oder geschweißten Bogenverbindungen im Wageninnern ist möglichst vermieden. Alle Rohre, Verbindungs- und Endstücke werden gut leitend durch blank gemachte und mit Kontaktpasta eingefettete Flächen verbunden (verschraubt). Jede Gratbildung im Rohrinnern wird sorgfältigst vermieden, so daß die Kabel jederzeit ohne Verletzung leicht ausgezogen werden können.

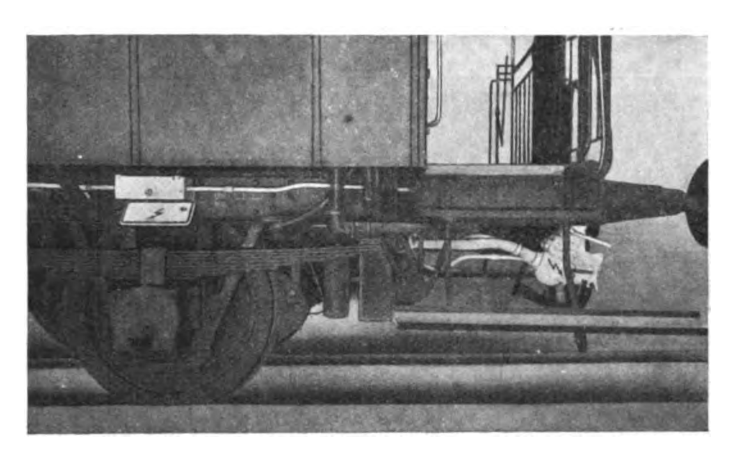


Abb. 5. Anordnung der Hauptsicherung.

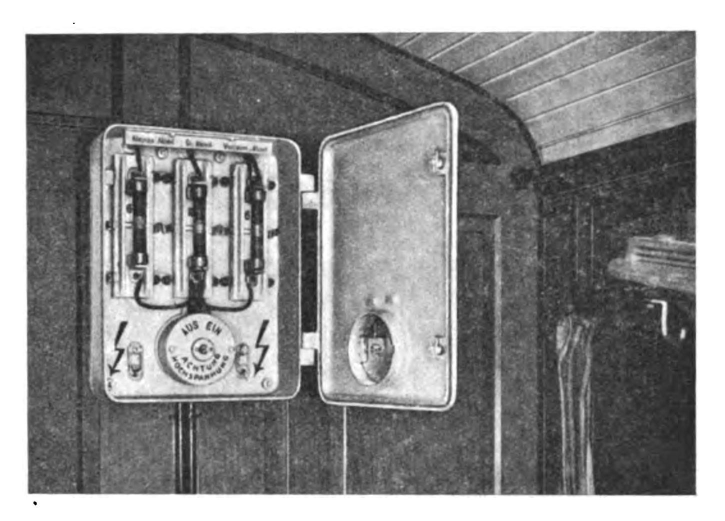


Abb. 6. Hauptschalter- und Sicherungskasten für elektrische Zugheizung im geöffneten Zustande.

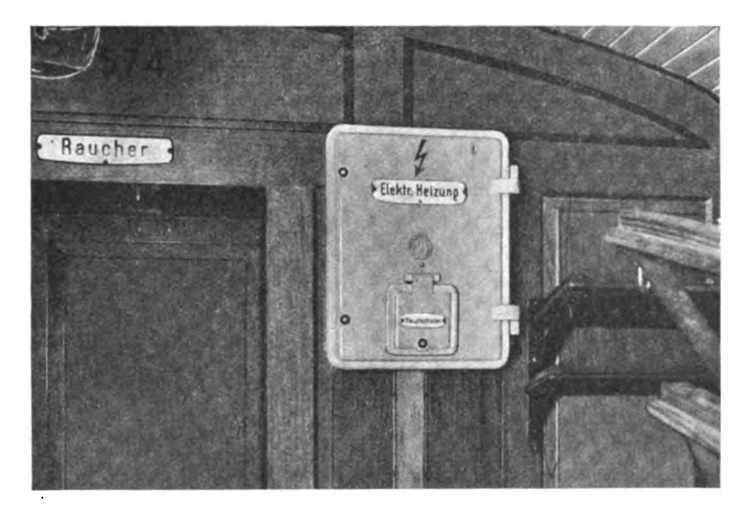



Abb. 7. Hauptschalter- und Sicherungskasten für elektrische Zugheizung im geschlossenen Zustande.

Die Leitungen dürfen mit keinem kleineren Durchmesser als dem sechsfachen Kabeldurchmesser verlegt werden und werden so angeordnet, daß sie außerhalb des Bereiches der größten Heizkörperhitze zu liegen kommen. Auf dem Wagen-

fußboden werden die Rohre entweder auf Bügeln oder auf mindestens 10 mm hohen Holzunterlagen verlegt. Die Verlegung der Leitungen und die Anordnung der Heizkörper in den Abteilen zeigen die Abb. 9 und 10.

Schutzerdungen sind bei allen Metallteilen und metallischen Schutzeinrichtungen, die Spannung annehmen können (Heiz-

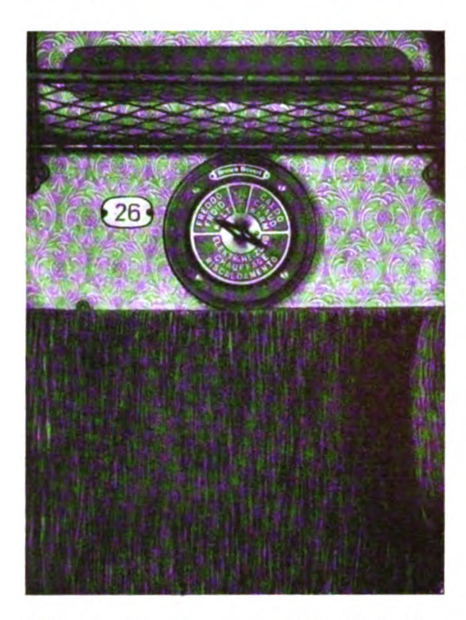



Abb. 8. Anordnung der Abteilschalter für die elektrische Zugheizung.

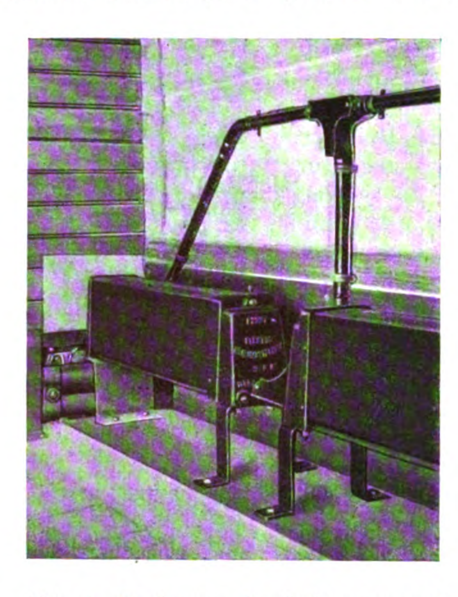


Abb. 9. Verlegung der Leitungen und Anordnung der Heizkörper in den Abteilen 3. Klasse.

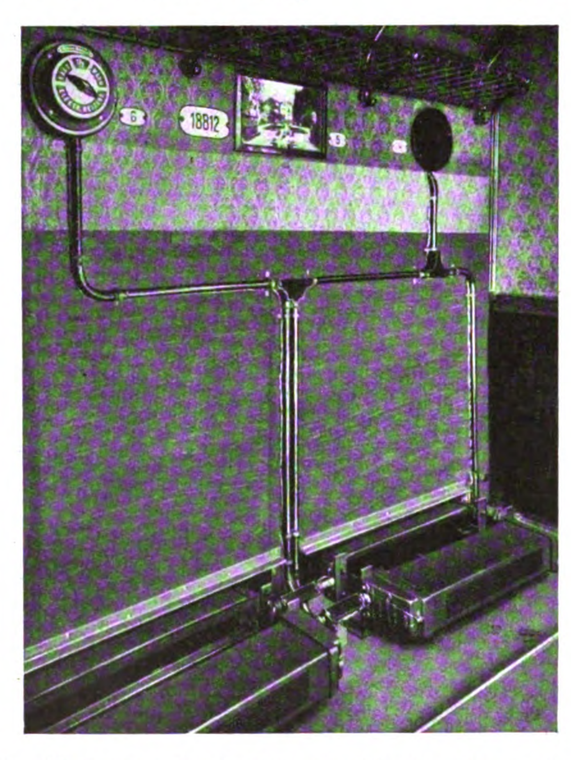



Abb. 10. Verlegung der Leitungen und Anordnung der Heizkörper in Polsterabteilen.

körperverschalungen, Schaltern, Rohre), an möglichst vielen Stellen angebracht. Benachbarte Einrichtungen werden miteinander verbunden. Als Leiter für die Schutzerdungen sind durchwegs blanke Kupferkabel von $2 \times 5$ mm² Kupferquerschnitt verwendet. Diese sind außen an den Peschelrohren verlegt und gemeinsam mit diesen angeschellt. Bei allen Teilen mit denen das Publikum in Berührung kommen kann, werden die Anschlüsse durch Teilung der Litzen doppelt ausgeführt. Die Betriebserdungen (Stromrückführungen) und die blanken Schutzerdungen werden zur leichteren Auffindung bei der Untersuchung ausnahmslos nur an die Langträger des Wagens angeschlossen; diese Anschlußstellen sind blank gemacht und verzinnt. Um eine zu große Zahl solcher Anschlußstellen zu vermeiden und um an Kabel zu sparen, werden die Erdungen auch zu einer bei der Wagenwand bei den Fensterputzklappen oder unter dem Fußboden angebrachten eisernen Erdungsschiene von mindestens $5 \times 30$ mm Querschnitt geführt. Diese Erdungsschiene wird bei zweiachsigen Wagen mindestens zweimal und bei drei- und vierachsigen Wagen mindestens dreimal zu einem Langträger geerdet. Die Verbindung der Erdungsschiene mit dem Langträger besteht aus vier blanken Kupferlitzen von je 5 mm² Kupferquerschnitt.

### Heizkörper.

Die Österreichischen Bundesbahnen verwenden, von einigen zu Versuchszwecken in Betrieb genommenen Ausführungen anderer Bauart abgesehen, fast ausnahmslos Heizkörper der Firma „Elektro-Heizungstechnik" in Wien (s. Abb. 11), die hinsichtlich der Abmessungen und der Unterbringungsmöglichkeit besonders bei bestehenden Fahrbetriebsmitteln, hinsichtlich der notwendigen raschen und möglichst energischen Wärmeabgabe bei Erfüllung der Forderung nach einer längsten Anheizzeit von 1 bis 1¼ Stunden, hinsichtlich der für Zwecke der Eisenbahn erforderlichen widerstandsfähigen und praktischen Bauart und zum Schlusse, aber nicht zuletzt hinsichtlich der Anschaffungskosten von allen versuchten Ausführungen am besten entsprochen haben. Alle Heizkörper für Abteile haben nur 1000 oder 700 Wattleistung. Die Heizkörper der genannten Unternehmung haben hierbei noch den großen Vorteil, daß die Heizelemente beider Leistungstypen vollkommen gleich und daher untereinander vertauschbar sind. Die Anordnung der Heizkörper unter den Sitzen zeigen die Abb. 9, 10 und 12 und im Seitengang die Abb. 13. Für die Aborte ist eine eigene, kürzere Heizkörpertype mit 700 Wattleistung vorhanden. Bei den Heizkörpern der genannten Unternehmung ist der Widerstandsdraht auf Schamotterohre gewickelt, die ihrerseits wieder auf gußeisernen, mit kittlosen Isolatoren isolierten Böcken gelagert sind. Infolge Anordnung einer Stromrückführschiene sind alle Anschlüsse auf einer Heizkörperseite. Die Heizkörper können ohne weiteres sowohl nach der Breit- wie nach der Schmalseite auf Bügeln befestigt werden. Diese Bügel dienen gleichzeitig zur Befestigung der Zuleitungen.

Die Heizkörper werden in den Abteilen möglichst unter den Sitzen, im Gang unterm Dampfheizrohr und in den Aborten unter den Wasserbehältern untergebracht. Die Anbringung einer kleinen Drahtschleife unter der Kappe, die die Anschlußklemmen überdeckt, erleichtert eine spätere Auswechslung der Heizelemente. Diese Drahtschleifen, sowie alle im Innern der Heizkörper liegenden Leitungen, die hohen Temperaturen ausgesetzt sind, werden abisoliert und mittels Isolationsperlen mit Kugelgelenken neu isoliert. Dort, wo die Heizkörper der Holzverschalung oder den Sitzgestellen zu nahe kommen, werden reichlich große, mit Asbest belegte Blechplatten dazwischen gelegt. Bei der Formgebung und Anbringung dieser Schutzbleche wird darauf Rücksicht genommen, daß die bei elektrischer Heizung besonders notwendige Abführung der erwärmten Luft möglichst begünstigt und die Zugänglichkeit zu den Heizkörpern nicht behindert wird. Heizkörper, deren Verkleidung eine höhere Temperatur

als 90° erreicht und mit denen die Reisenden in unmittelbare Berührung kommen können, werden außerdem noch durch gelochte Blechverkleidungen oder durch Stabgitter aus Flacheisen geschützt. In den Diensträumen der Dienstwagen ist eine Heizkörperverkleidung als Speisewärmegelegenheit ausgebildet.

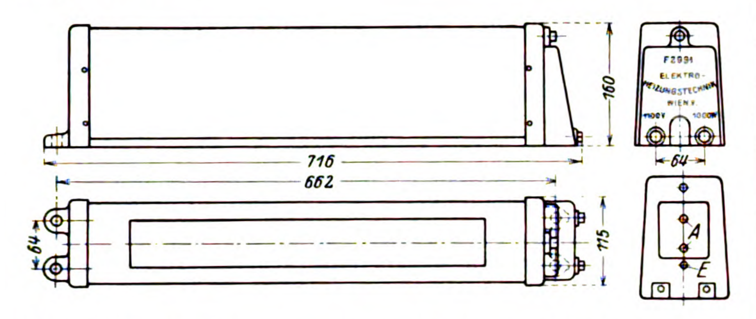



Abb. 11a. Heizkörper mit einer Heizleistung von 1000 Watt und 700 Watt.

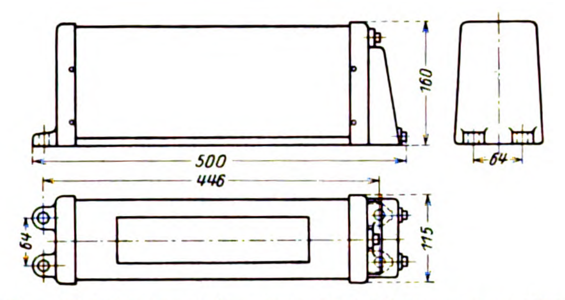



Abb. 11b. Heizkörper mit einer Heizleistung von 500 Watt.

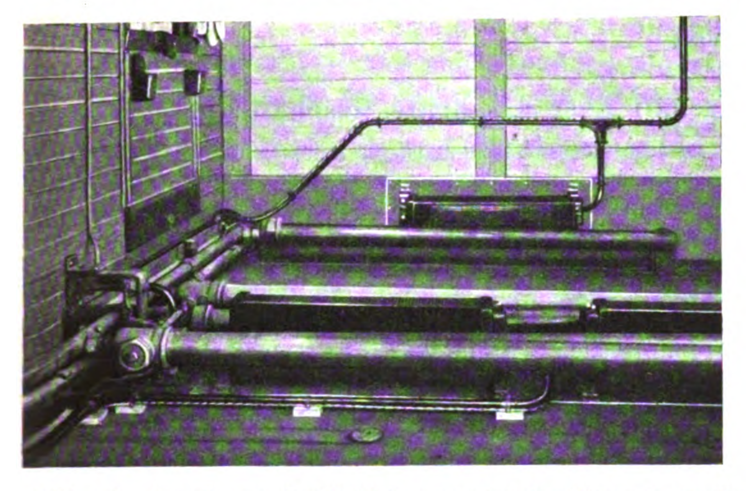


Abb. 12. Anordnung der Heizkörper unter den Sitzen in großen Abteilen 3. Klasse.

Bei dieser Gelegenheit soll nicht unerwähnt bleiben, daß sich nach den gemachten Erfahrungen die Bemessung der in den Eisenbahnwagen vorzusehenden elektrischen Heizleistung einzig und allein nach einer zu wählenden und dem Betriebe entsprechenden Vorheizzeit zu richten hat, da ein Ausgleich zwischen Wärmequelle und Wärmeverlust erst zu einer Zeit eintritt, die für den praktischen Betrieb nicht mehr brauchbar ist. Die Österreichischen Bundesbahnen verwendeten anfangs bei Wagen für den näheren Verkehr eine Leistung von 150 Watt je m³, mußten sich aber später auf Grund der gemachten Erfahrungen zu einer solchen von 180 Watt je m³ entschließen. Die Wagen für den Fern- und für den Übergangsverkehr werden durchwegs mit der vom Internationalen Eisenbahnverband vorgeschriebenen Heizleistung von 200 Watt je m³ ausgerüstet. Die Notwendigkeit, eine höhere als die Ausgleichsheizleistung und Heizkörper möglichst energischer Wirkung zu verwenden, zieht zweierlei Folgen nach sich: vor allem ist dem Schutz der um den Heizkörper liegenden, brenn- oder versengbaren Teile und der Abfuhr der erwärmten und der Zufuhr frischer Luft ein sorgfältiges Auge zuzuwenden. Weiter ist unbedingt eine Regelung der Heizleistung vorzusehen, die nicht nur in Anpassung an die Außentemperatur vom Lokomotivführer für den ganzen Wagenzug, sondern auch unabhängig davon in jedem einzelnen Wagen entsprechend den verschiedenen Abkühlungsverhältnissen und dem Vorwärmeverhältnis eines allenfalls zugeschalteten Wagens eingestellt werden kann. Die Erwägung, daß auch die Abkühlungsverhältnisse einzelner Abteile desselben Wagens verschieden sein können und daß es für den Betrieb vorteilhaft ist, wenn bei Störungen und Unregelmäßigkeiten durch die Abschaltmöglichkeit in den Abteilen selbst eine weitestgehende Einschränkung des Fehlers vorgenommen werden kann, veranlassen die Österreichischen Bundesbahnen, in jedes Abteil einen von den Reisenden bedienbaren Schalter mit den Schaltstellungen „ein“, „½“ und „aus“ einzubauen.



Abb. 13. Anordnung der Heizkörper im Seitengang.

Im übrigen wird der Einbau im Sinne der Sicherheitsvorschriften des elektrotechnischen Vereines in Wien ausgeführt.

### Anschriften.

Zum Zwecke des leichteren Herausfindens von Wagen mit der durchgehenden elektrischen Heizeinrichtung mit 1000 V Heizkörperspannung seitens der Wagenaufsicht wird auf den Österreichischen Bundesbahnen die Reihenbezeichnung aller Wagen, die mit einer der beiden im internationalen Verkehr zugelassenen elektrischen Heizeinrichtungen ausgerüstet sind, durch ein hochgestelltes „h“ ergänzt z. B. $ABa^h$, $Deg^h$ usw.

### Prüfung.

Die Österreichischen Bundesbahnen prüfen alle neuen, erstmaligen Einrichtungen durch eine Minute hindurch mit 5000 V Wechselstromspannung. Späterhin werden die Einrichtungen im Einklang mit den internationalen Vereinbarungen nur mehr mit einer Wechselstromprüfspannung von 2500 V durch 5 Minuten, oder durch eine solche von 3000 V durch 1 Minute geprüft. Diese Spannungsprüfung wird nach jeder wesentlichen Ausbesserung und nach jeder Hauptuntersuchung, mindestens aber vor jeder Inbetriebsetzung der Einrichtung nach längerem Stillstande, also auch vor Beginn des Heizabschnittes vorgenommen. Gleichzeitig mit der Spannungsprobe wird eine Dauerheizung durch eine halbe Stunde hindurch und eine Prüfung der Schutzerdungen durchgeführt. Die Vornahme der letzten Prüfung wird an der Blinddose mit weißer Ölfarbe vorgemerkt.

### Betriebsvorschriften.

Die Einrichtung im Wageninnern ist, wie aus vorstehender Beschreibung schon ersichtlich war, grundsätzlich so getroffen, daß einerseits die Anlage so einfach und übersichtlich als möglich ist, damit sie auch von einem minder fachmännisch geschulten Personale verstanden und übersehen werden

kann und daß anderseits Störungen und Unregelmäßigkeiten im Betriebe möglichst eingeschränkt werden können. Diese Einschränkung soll auch dem Zugbegleitpersonal während der Fahrt möglich sein. Es wird deshalb in jedem Wagen und zwar im Durchgang, möglichst nahe der Eingangstür und auch in Augenblicken einer Erregung leicht auffindbar ein Hauptschalter angebracht, der mittels Vierkantschlüssels zugänglich ist und von jedermann ohne Gefahr bedient werden kann. Weiter werden in jedem Wagen, mit Ausnahme der nur einen heizbaren Raum aufweisenden Dienstwagen, drei Stromkreise angeordnet, so daß es dem für die Bedienung der Zugheizung in den Bahnhöfen aufgestellten Personale auch bei kurzen Zugsaufenthalten möglich ist, die Einschränkung weiter abzugrenzen. Um auch dem bereits vorhandenen, weiterhin nicht besonders geschulten Personal die Bedienung im Betriebe zu ermöglichen, sind oberhalb der Stromkreissicherungen die zugehörigen Stromkreise, leicht verständlich unterteilt, angeschrieben.

Hinsichtlich der Bedienung der Heizkupplungen ist zu erwähnen, daß die Österreichischen Bundesbahnen die Verriegelung nicht einbauen und eine Betätigung der Kupplungen nur in spannungslosem Zustande, also bei Abschaltung der durchgehenden Heizleitung von der Lokomotive aus, gestatten. Der Vorgang beim Stecken bzw. Lösen der Kupplung ist in der Bedienungsvorschrift wie folgt genauestens geregelt:

Die Heizkupplungen dürfen nur im stromlosen Zustande eingesteckt (gekuppelt) und gelöst (herausgezogen) werden; es ist demnach strengstens darauf zu achten, daß während der Vornahme einer solchen Handhabung die durch den Wagenzug gehende Heizleitung von der Lokomotive aus abgeschaltet bleibt. Die Bahnhofbediensteten dürfen nur die Wagen untereinander kuppeln; die zuletzt auszuführende Kupplung zwischen Lokomotive und Dienstwagen bzw. Schlußwagen darf nur durch den Maschinenbegleiter gekuppelt werden. In Bahnhöfen, in denen Wagenuntersucher vorhanden sind, hat den Auftrag zur Einschaltung der elektrischen Zugheizung nur dieser, in Bahnhöfen in denen keine Wagenuntersucher vorhanden sind, darf den Auftrag zur Einschaltung der elektrischen Zugheizung nur der Zugführer dem Lokomotivführer geben. Vor Erteilung eines solchen Auftrages haben sich der Wagenuntersucher bzw. der Zugführer die Überzeugung zu verschaffen, daß die Kupplung richtig durchgeführt ist und daß die Kupplung des Schlußwagens in der Blinddose versichert ist. Die Heizkupplung ist erst nach Einlegen der Schraubenkupplung zu verbinden. Ebenso hat dem Lösen der Schraubenkupplung das Lösen und Blindeinstecken der Heizkupplung voranzugehen. Es ist strenge verboten, die Heizkupplungen lose herabhängen zu lassen. Weiter ist vorgeschrieben, daß immer nur eine der beiden Heizkupplungen zwischen den Fahrzeugen verbunden wird und zwar zur Vereinfachung der Bedienung im Betriebe immer nur auf der rechten oder linken Seite des Wagenzuges. Besondere Beachtung wird dem Umstande geschenkt, daß Wagen mit beschädigter Heizkupplung gänzlich ausgeschaltet und abgestellt oder am Zugende eingereiht werden.

Durch sorgfältige Auswahl von bewährten Einzelteilen aus den ersten Versuchsausführungen, durch möglichste Vereinfachung der Anordnung und besonders der Schaltung, bei der infolge der Nebeneinanderschaltung der Stromkreise und der Heizkörper eine Abtrennung besonders bei Störungen oder eine Zuschaltung bei notwendigen Änderungen der Heizleistung ohne weiteres möglich ist, ist es den Österreichischen Bundesbahnen mit Hilfe der einschlägigen Industrie gelungen, nach verhältnismäßig kurzer Erfahrungszeit eine Regelausführung zu schaffen, die im Betriebe zu keinerlei Klagen Anlaß gibt und die augenscheinlich beweist, welchen Vorteil der elektrische Betrieb auch auf diesem Gebiete zu bieten vermag.

## Geschäftsbericht der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft über das dritte Geschäftsjahr 1927.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat nunmehr ihren Geschäftsbericht für das Jahr 1927 veröffentlicht. Aus der statistischen Übersicht, die ihm außer der Bilanz vorangestellt ist, lassen sich folgende wichtige Angaben entnehmen:

Das gesamte Schienennetz wurde im abgelaufenen Jahr um rund 210 km erweitert und umfaßt z. Z. 53546 km. An Fahrzeugen waren am Jahresende vorhanden: Lokomotiven 24895; hiervon 98,7% Dampflok. und 1,3% Ellok. Triebwagen 583; hiervon 58,5% mit äußerer Stromzuführung. Wagen 757063; hiervon 8,1% Personen- und 2,8% Gepäckwagen. Geleistet wurden rund 1017 (613) Millionen Lokomotivkilometer, von denen 96,91% (95,33%) auf Dampflokomotiven, 2,22% (3,25%) auf elektrische Lokomotiven und Triebwagen und 0,87% (1,42%) auf sonstige Triebwagen entfallen. (Die eingeklammerten Zahlen geben die Nutzkilometer an.) Die gefahrenen Achskilometer im Güterverkehr sind mit 18737 Millionen zum erstenmal über den Vorkriegsstand (abzüglich der verlorenen Gebiete) gestiegen; im Personenverkehr betragen sie 9785 Millionen.

Aus den anschließenden acht Abhandlungen über Einzelgebiete ist vom technischen Standpunkt aus folgendes bemerkenswert:

### Abschnitt I. Betrieb und Verkehr.

Die Belastung der Verschiebebahnhöfe war erheblich größer als im Vorjahre. Es gelang aber hauptsächlich durch Organisationsmaßnahmen ohne nennenswerte Mehrkosten die Leistungsfähigkeit so zu erhöhen, daß selbst der außergewöhnlich starke Herbstverkehr ohne besondere Schwierigkeiten bewältigt werden konnte.

Die durchschnittliche Leistung einer Lokomotive zwischen zwei allgemeinen Ausbesserungen konnte um 12% auf rund 82000 km gesteigert werden. Der Ausbesserungsstand war mit 16,6% etwas geringer als im Vorjahr. Der Brennstoffverbrauch je Bruttotonnenkilometer ist um 2,4% zurückgegangen.

Der elektrische Betrieb wurde nach Kräften gefördert. Am Jahresschluß waren 1228 km, d. i. 2,83% des Gesamtnetzes, elektrisch betrieben; auf weiteren 325 km waren die Arbeiten zur Einrichtung der elektrischen Zugförderung im Gange. Die nötigen Versorgungsleitungen hierfür wurden gleichfalls in Angriff genommen; 90 elektrische Lokomotiven und 51 elektrische Trieb- und Steuerwagen wurden in Auftrag gegeben.

Größere Betriebsstörungen traten nur im östlichen Erzgebirge infolge der Hochwasserkatastrophe vom 8. und 9. Juli auf. Der Verkehr wurde dort mittels Kraftwagen aufrechterhalten. Am 1. Dezember waren die Strecken soweit wiederhergestellt, daß der Betrieb wieder aufgenommen werden konnte.

Das Überfahren von Haltesignalen hat im Berichtsjahr zugenommen. Die Verwaltung hat deshalb unter Aufwendung erheblicher Geldmittel die Versuche zur selbsttätigen Verhinderung solcher Vorkommnisse zielbewußt fortgesetzt. Ferner ist, obwohl die Unfallhäufigkeit (gemessen an den Verkehrsleistungen) geringer ist als im Jahre 1913, ein starkes Anwachsen der Unfälle durch Zusammenstoß mit Kraftwagen zu verzeichnen (56% mehr gegen das Vorjahr). Von diesen Unfällen sind 74% auf das Verschulden der Kraftwagenführer, 17% auf das Verschulden des Bahnpersonals und 9% auf sonstige Ursachen zurückzuführen.

Der **Abschnitt II, Tarife** kann hier unberücksichtigt bleiben, desgl. die **Abschnitte III, Finanzen, IV. Personal** und **VIII. Verwaltung.**

Aus **Abschnitt V, Bauwesen** ist hervorzuheben: Das Jahr 1927 brachte die Eröffnung von zehn neuen Bahnstrecken; ferner ist eine Anzahl neuer Strecken noch im Bau. Verschiedene Strecken werden z. Z. zweigleisig bzw. viergleisig ausgebaut. Außerdem wurden zahlreiche Bahnhöfe umgebaut oder erweitert, z. T. solche neu angelegt.

Bezüglich des Oberbaues ist zu erwähnen: Mit Neustoffen wurden 4136 km umgebaut, d. i. 1036 km mehr als das jährliche Erneuerungssoll, desgl. eine erhebliche Zahl von Weichen mit rund 12340 Zungenvorrichtungen. An Umbauten mit Altstoffen und Schienen- und Schwellenauswechslungen im Zusammenhange usw. wurden rund 4700 km fertiggestellt, desgl. rund 8100 instandgesetzte Altweichen eingelegt. Auf etwa 3500 km wurde die Bettung der Hauptgleise vollständig und auf eine gleiche Strecke teilweise erneuert. Rund 25% der Haupt- und 12% der Nebengleise wurden planmäßig durchgearbeitet. Allgemein findet man gegen das Vorjahr einen Rückgang der Schienenauswechslung auf den Hauptbahnen, dagegen einen vermehrten Umbau mit Altstoffen schwerer Schienenformen auf den Nebenbahnen, um Fahrzeuge mit großen Achsdrucken möglichst freizügig verwenden zu können. Besonderer Wert wurde auf die Erneuerung der Bettung gelegt. Die Konstruktion des Reichsoberbaues gilt als abgeschlossen, so daß nunmehr an die Konstruktion einer Reichsbahnweiche geschritten wird. Zur Verminderung der Zahl der Schienenstöße wurden Schienen von 30 m Länge verwendet. Die Versuche mit geschweißten Stößen lieferten gute Ergebnisse. Zur Verbesserung der Leistungen im Verlegen des Oberbaues wurden die Dienststellen in weitem Umfange mit neuzeitlichen Gleisbaugeräten und -Maschinen ausgerüstet.

Bei den eisernen Brücken wurde besonders Augenmerk auf die Entrostung und den Rostschutz gerichtet und neue Lieferungsbedingungen für Rostschutzfarben herausgegeben. Außerdem konnten infolge der gegen das Vorjahr reichlicheren Mittel die Verstärkungsarbeiten weitgehend gefördert und eine stattliche Zahl von Neubauten ausgeführt werden. Bei den Brückenneubauten wurde in großem Umfange Siliziumstahl verwendet. Die Erfahrungen sind derart günstig, daß der Si-Stahl in Bälde den St. 48 zu verdrängen scheint.

Die sicherungstechnischen Einrichtungen wurden weiter vervollkommnet. Die oben erwähnten Versuche mit den selbsttätigen Zugbeeinflussungsvorrichtungen führten zu verschiedenen Verbesserungen und einer erfolgversprechenden Ausführungsform. Große Aufwendungen wurden für das Fernmeldewesen gemacht. Es wurden über 2000 km neue Verbindungsleitungen verlegt. Außerdem wurden 16 Selbstanschlußämter errichtet und damit eine Personalverminderung sowie eine Beschleunigung des Sprechverkehrs erzielt. Mit der Verringerung der Abstände zwischen den Fernsprechern auf der freien Strecke auf 1 km wurde begonnen.

**Abschnitt VI. Rollendes Material.**

Die Bestrebungen zielten hier auf eine Förderung der Einheitsbauarten ab. Die 1 C Personenzuglok. und die 1 C 1 Tenderlok. für Nebenbahnen sowie die E Verschiebelok. sind in Erprobung. Mit dem Jahresende soll die C und D Verschiebelok. und die 1 D 1 Nebenbahnlok. zur Ablieferung gelangen. Die Versuche mit neuen Lokomotivarten (Höchstdrucklokomotive mit 60 at, Turbolokomotive, Diesel- und Sauggastriebwagen) wurden fortgesetzt. Eine Kohlenstaublokomotive wurde der Erprobung zugeführt; das Problem der Kohlenstaubfeuerung auf Lokomotiven scheint hier befriedigend gelöst zu sein. Der Wagenpark wurde zu einem großen Teil mit neuzeitlichen Verbesserungen ausgerüstet (Hülsenpuffer, verstärkte Kupplungen, durchgehende Druckluftbremse, elektrische Zugbeleuchtung und -heizung, Feuerlöscher usw.). 20 Sonder-D-Zugswagen und 100 Großgüterwagen für je 50 t Koks wurden in Auftrag gegeben.

Die Zahl der Werkstätten wurde verringert und eine Reihe von Umstellungen auf Fließarbeit vorgenommen. Für die elektrischen Triebwagenzüge der Berliner Stadt- und Vorortbahnen wurde in Niederschöneweide eine eigene Werkstätte errichtet. Infolge der starken Inanspruchnahme der O-Wagen stieg der Ausbesserungsstand erheblich an, so daß mit Rücksicht auf den Hochbedarf des Herbstverkehrs besondere organisatorische Maßnahmen zur Hebung der Leistungsfähigkeit der Wagenwerkstätten getroffen werden mußten. Außerdem wurden 5500 Langholzwagen, die z. Z. nicht benötigt sind, behelfsmäßig in Bahndienstwagen umgebaut und dadurch O-Wagen freigemacht.

Die Neuordnung des Stoffwesens hat erfreuliche Fortschritte gemacht und zu einer Abminderung der Lagerbestände geführt. Versuche mit neuen Stoffen und über neue Arbeits- und Stoffprüfungsverfahren wurden in großem Umfange vorgenommen, wobei fünf bahneigene Versuchsstellen wertvolle wissenschaftliche Arbeit leisteten.

**Abschnitt VII. Beschaffungswesen.**

Das Bau- und Beschaffungsprogramm war infolge des günstigen Ausfalls der Einnahmen sehr umfangreich und erreichte den Betrag von 1,8 Milliarden Reichsmark. Insbesondere mußten die gegen das Ende des Jahres 1926 stark in Anspruch genommenen Vorräte ergänzt werden. Durch diese großen Aufträge war es der Reichsbahn möglich regelnd und helfend in das Wirtschaftsleben einzugreifen. So wurden beispielsweise im Sommer Kohlenvorräte über den gewöhnlichen Stand hinaus angehäuft um den Absatz der Gruben gleichmäßig zu gestalten.

Die Fahrzeugbeschaffung trat in diesem Jahr mehr in Erscheinung als im Vorjahr. Im großen Ganzen wurden Wagen der Einheitsbauart bestellt, daneben eine große Anzahl von Großgüterwagen und Schotterwagen, ferner 100 Dampflokomotiven und eine Anzahl Trieb- und Beiwagen für die nunmehr elektrisch betriebenen Strecken der Berliner Ring-, Stadt- und Vorortbahnen. Sp.

## Geschäftsbericht der Österreichischen Bundesbahnen für das Jahr 1927.

Der Geschäftsbericht 1927 enthält außer den ausführlichen Abschlüssen eine Reihe von Berichten über die einzelnen Dienstzweige, sowie äußerst umfangreiches und eingehendes Zahlenmaterial, aus dem folgende wichtige Angaben entnommen werden:

Im Betrieb der Ö.B.B. stand am Jahresende unter doppelter Zählung von 153 km Gemeinschaftsstrecken ein Netz von 5990 km, wovon 3404 km auf die eigentlichen Strecken der Ö.B.B. treffen, 1609 km auf Privatbahnen, die die Ö.B.B. auf ihre Rechnung betreiben, und 977 km auf solche Privatbahnen, die die Ö.B.B. auf Rechnung der Eigentümer betreiben. Der Fahrzeugpark bestand am Jahresschluß aus 2785 Lokomotiven, davon 2627 Dampflok, 123 Ellok und 35 Triebwagen, ferner aus 38880 Wagen, davon 6080 Personen- und 32085 Güterwagen; der Rest verteilt sich auf Dienst- und Spezialwagen. Gefahren wurden 80960 Lok.-kilometer, davon 74090 mit Dampflokomotiven. Die Nutzkilometer betragen insgesamt 55496; davon wurden 49723

mit Dampf gefahren. Im Güterverkehr wurden rund 597 Millionen, im Personenverkehr 295 Millionen Wagenkilometer geleistet.

Aus den Abhandlungen entnehmen wir die folgenden Angaben von technischer Bedeutung. Dabei können die Abschnitte I, II, V und VI unberücksichtigt bleiben.

### Abschnitt III. Betrieb und Verkehr.

Im Zugförderungsdienst macht sich das Bedürfnis nach Angleichung der Bremsvorrichtungen an die deutschen Einrichtungen geltend, so daß die Einführung der durchgehenden Güterzugbremse nicht mehr lange hinausgeschoben werden kann und auch von der Vakuum- zur Druckluftbremse übergegangen werden muß. Die im Verkehr mit Deutschland verwendeten Lokomotiven sind bereits nebenher mit einer Druckluftbremsausrüstung versehen worden. Der Brennstoffverbrauch ist gegen das Vorjahr um 2,1% gesunken. Der elektrische Betrieb wurde wesentlich ausgedehnt. Die elektrisch betriebenen Strecken betragen nunmehr 612 km gegen 110 km im Vorjahre. Mit dieser schnellen Zunahme konnte der Fahrzeugstand nicht Schritt halten, so daß die fertigen Strecken zum Teil noch mit Dampf befahren werden mußten. Die Ausrüstung der Wagen mit elektrischer Heizung und Beleuchtung macht befriedigende Fortschritte. Der gesamte Stromverbrauch für die elektrische Zugförderung belief sich auf 60,6 Millionen kWh. Die Parallelschaltung der beiden bahneigenen Kraftwerke, wobei das Ruetzwerk als Grundbelastungs- und das Spullerseewerk als Spitzenwerk dient, befriedigt vollauf, während die Kupplung dieser Werke mit dem Achenseewerk über Schaltversuche noch nicht hinausgekommen ist. An den Generatoren traten infolge der starken Inanspruchnahme und der stoßweisen Belastung Wicklungsschäden auf, die eine konstruktive Änderung der Dämpferwicklungen nötig machten.

Den Wagenbau beherrscht das Streben nach Vereinheitlichung. Es sollen künftig nur mehr acht Sorten Wagen beschafft werden. Im Berichtsjahre wurden mit Erfolg Versuche angestellt Rundeisen und Schienen bis zu 40 m Länge auf Wagen ohne Drehschemel zu befördern um die Vorhaltung von Spezialwagen entbehrlich zu machen. Diese Ladeweise wurde für den Inlandverkehr eingeführt und bei den internationalen Verbänden beantragt.

Die Anzahl der Unfälle von Kraftfahrzeugen an schienengleichen Übergängen hat sich verdoppelt, doch sind die Unfälle meist auf die Unachtsamkeit der Lenker zurückzuführen.

### Abschnitt IV. Bau und Bahnunterhaltung.

Einen großen Teil der Bauarbeiten machten die Anlagen für den elektrischen Betrieb aus. Das Ruetz- und Spullerseewerk wurde mit weiteren Ergänzungen versehen, das Stubachwerk wurde so weit gefördert, daß es bis zum Ende des Jahres 1928 fertiggestellt sein wird. Die Fortschritte am Mallnitzwerk und an den Unterwerken sind befriedigend. Es gelangten 266 km Fahrleitung zur Ausführung, wobei von der Normung weitgehender Gebrauch gemacht wurde; außerdem wurde 138 km Fernmeldekabel verlegt. Besondere Schwierigkeiten bereiteten für die Elektrisierung die zahlreichen Tunnel, sowie der Anschluß an die italienischen Bahnen am Brenner. Die italienische Eisenbahnverwaltung geht nicht von dem eingeführten Drehstrom von 3000 Volt ab und gestattet auch nicht die Überspannung einzelner Gleise mit Zweiphasenstrom, so daß zur Überleitung eine Dampfstrecke eingelegt werden mußte.

Gleisumbauten mit Neustoffen (Schienen von 44,35 und 35,65 kg/m) wurden 155 km ausgeführt, mit Altstoffen 110 km. Zahlreiche Weichen wurden durch neue (mit 295 Zungenvorrichtungen) und altbrauchbare (mit 227 Zungenvorrichtungen) ersetzt. Bei allen Gleisumbauten wurde der Erhöhung der Achsdrücke Rechnung getragen. Zur wirtschaftlicheren Durchführung der Oberbauarbeiten wurden neuzeitliche Geräte beschafft. Etwa 200 eiserne Brücken wurden ausgewechselt bzw. verstärkt.

Die Elementarereignisse des Jahres 1927 hatten vielfach Betriebsstörungen im Gefolge. Die bedeutendste wurde verursacht durch den Rheindurchbruch bei Schaan-Vaduz, bei dem rund 600 m Bahndamm und eine Reihe von Flutbrücken fortgerissen wurden. Die provisorische Wiederherstellungsarbeiten erforderten 700 t Brückenkonstruktionen und 300 m³ Jochhölzer. Die Arbeitszeit betrug etwa 1½ Monate; die Kosten beliefen sich auf 560000 S.

Die im Jahre 1926 begonnenen Versuche über Farben wurden fortgeführt und ausgedehnte Versuche über die Verlängerung der Lebensdauer der Schienenstöße (insbesondere über die aluminothermische Schweißung) angestellt, die aber noch nicht abgeschlossen sind.

### Abschnitt VII. Werkstättenwesen.

Das allgemeine Streben nach Rationalisierung zeigte sich auch bei den Ö.B.B. durch Verminderung der Zahl der Werkstätten (im Wiener Bereich auf 1/5!) und der Fahrzeuggattungen. Arbeit und Material sparende Werkmethoden wurden eingeführt, z.B. das Spritzlackierverfahren oder das Aluminisieren der Roststäbe. Der Ausbesserungsstand betrug am Jahresende bei den Lokomotiven 19,5%, bei den Personenwagen 18,1% und bei den Güterwagen 9,1%.

### Abschnitt VIII. Beschaffungswesen.

In der Stoffwirtschaft wurde eine starke Verminderung der Lagerbestände durchgesetzt, wenn auch im Hinblick auf die Unruhen in den Bergbaurevieren bei den Kohlen eine erhöhte Lagerhaltung geboten war. Die Oberbaustoffe für die Gleisumbauten konnten mit Ausnahme des Bettungsschotters fast durchweg im Inlande beschafft werden und erforderten einen Aufwand von 4558000 S. Mit der Beschaffung von Gleisbaumaschinen wurde noch bis zum Abschluß der angestellten Versuche gewartet, dagegen wiederum eine Anzahl von Gleiskraftfahrzeugen für den Dienstbetrieb beschafft. Die sonstige Fahrzeugbeschaffung blieb in sehr engen Grenzen. Auf den Austauschbau wurde bei allen Bestellungen Rücksicht genommen.

Sp.

# Berichte.

## Betrieb in technischer Beziehung; Signalwesen.

### Die selbsttätige Zugsicherung für die Berliner Stadtbahn.

Die mit der Elektrisierung der Berliner Stadt-, Vorort- und Ringbahnen zusammenhängende Erhöhung der Geschwindigkeit und Verdichtung der Zugfolge gab Veranlassung zur Einführung eines für die Reichsbahn neuen Zugsicherungssystems auf der besonders stark belegten Stadtbahn. Mit den bisherigen handbedienten Blockanlagen kann — abgesehen von den sonstigen Nachteilen dieses Systems für einen Stadtschnellbahnverkehr — die verlangte Zugfolge von 90 Sek. = 40 Zügen/Std. nicht mehr durchgeführt werden.

Die wichtigsten Kennzeichen des neuen Systems sind:
1. dreibegriffige Signale, als Licht-Tagsignale ausgebildet,
2. die selbsttätige Fahrsperre,
3. die selbsttätige Zugsicherung (Streckenblockung).

Zu den dreibegriffigen Signalen führte das Bedürfnis, dem Zugfahrer nicht nur den Betriebszustand der nächsten, sondern



auch der übernächsten Blockstrecke bekanntzugeben. Bei der dichten Zugfolge und den kurzen Blockabschnitten kann dieser dann leichter seine Geschwindigkeit so regeln, daß der Zug nicht unnötig zum Halten kommt. Die Signale sind als Licht-Tagsignale in der bei der Berliner Hoch- und Untergrundbahn und auch bei der Reichsbahn schon angewandten Bauart ausgebildet, jedoch mit dem Unterschied, daß sie zur Unterscheidung von den Signalen der Ferngleise und zur wirkungsvolleren Hervorhebung gegenüber Fremdlichtern mit Ausnahme von „Rot“ (unbedingtes Halt vor Bahnhöfen) stets Doppellichter zeigen.

Die einzelnen Signalbegriffe und -bilder und ihre Bedeutung sind aus nachstehender Zusammenstellung ersichtlich.

| Signalbegriff | Signalbild | Betriebszustand | Bedeutung für den Triebwagenführer |
|---|---|---|---|
| 1. Freie Fahrt | grün + grün | erste und zweite Blockstrecke hinter dem Signal frei. | Freie Fahrt, am nächsten Signal auch freie Fahrt. |
| 2. Freie Fahrt Vorsicht! | grün + gelb | erste Blockstrecke frei (grün) zweite besetzt (gelb). | Freie Fahrt, aber am nächsten Signal voraussichtlich Halt! |
| 3. Halt a) auf der Strecke | gelb + gelb | Blockstrecke besetzt. | Halt! Halten. Danach ohne Auftrag von dritter Seite in die vorliegende Blockstrecke einfahren und vorsichtig vorrücken! |
| b) vor Bahnhöfen | rot | Bahnhof besetzt oder gesperrt. | Halt! Vorrücken nur mit besonderem Auftrag des Bahnhofs. |

Die Anordnung der Signale zeigt Abb. 1.

Neu ist vor allem der Signalbegriff „Halt“ auf der Strecke (gelb + gelb), der ein Überfahren des Haltsignals gestattet und wegen des Wegfalls der Blockwärter bei der selbsttätigen Zugführung (s. unten) notwendig wurde, ferner das Ad-Signal, das an Stelle des Befehls A das Vorüberfahren an den Haltsignalen vor Bahnhöfen (rot) gestattet und vom Fahrdienstleiter eingeschaltet wird (Abb. 1 rechts unten).

Die gleichzeitig zur Einführung kommende selbsttätige Fahrsperre besteht aus einem Streckenanschlag mit elektrischem Antrieb, der ähnlich wie bei der Hoch- und Untergrundbahn auf mechanischem Wege bei Haltstellung die Bremsen unmittelbar auslöst und bei Fahrtstellung weggedreht ist. Die Anordnung zeigt Abb. 2. Der Beginn der Bremswirkung erst am Signal erfordert eine Schutzstrecke hinter diesem bis zum Gefahrpunkt, die bei 50 km Stundengeschwindigkeit 150 m beträgt.

Zur Ausschaltung der Fahrsperre beim Vorbeifahren an einem Haltsignal dient ein federnder Stellhahn, der vom Zugbegleiter betätigt wird und so angeordnet ist, daß er vom Fahrer allein nicht gleichzeitig mit der Fahrkurbel bedient werden kann. Dadurch wird zur Erhöhung der Betriebssicherheit die Mitwirkung eines zweiten Mannes beim Überfahren eines Haltsignals erzwungen.

Die selbsttätige Zugsicherung (Streckenblockung) beruht auf der Anwendung von Gleisstromkreisen wie bei der Hoch- und Untergrundbahn, deren Grundgedanke hier als bekannt angenommen werden kann*). Sämtliche Signale außer den Einfahrsignalen der Endbahnhöfe (s. unten) werden selbsttätig gestellt, und haben als Grundstellung „freie Fahrt“ (grün — grün). Entsprechend den dreibegriffigen Signalen wird die Freigabe von „grün — grün“ von den beiden nächsten Blockstrecken abhängig gemacht. Die Schaltung für zwei Signale zeigt Abb. 3.

*) Vergl. Kemmann, Selbsttätige Signalanlage der Berliner Hoch- und Untergrundbahn.

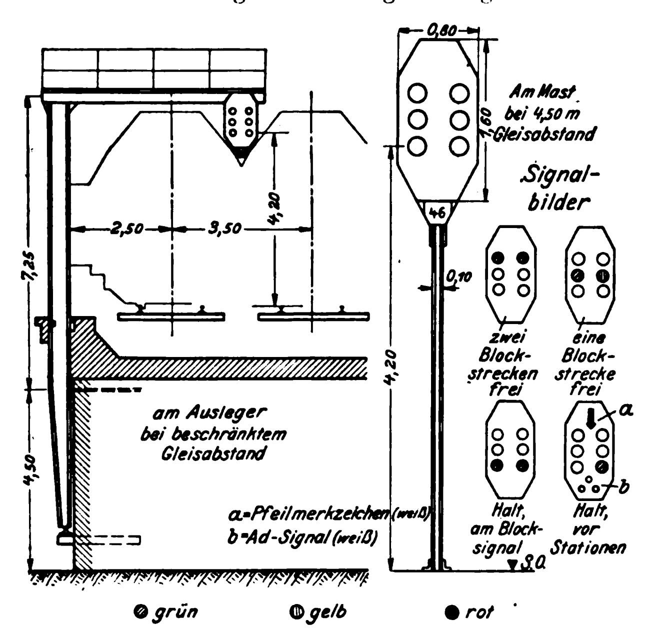



Abb. 1. Anordnung und bauliche Gestaltung der Signale.

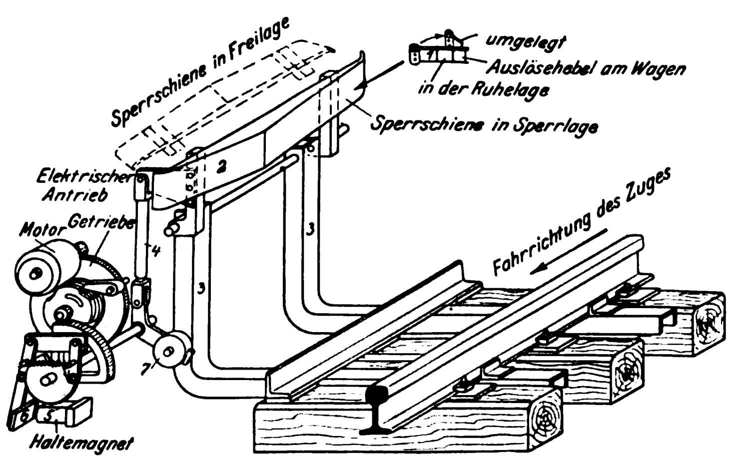



Abb. 2. Selbsttätige Fahrsperre. Streckenanschlag mit Antrieb.

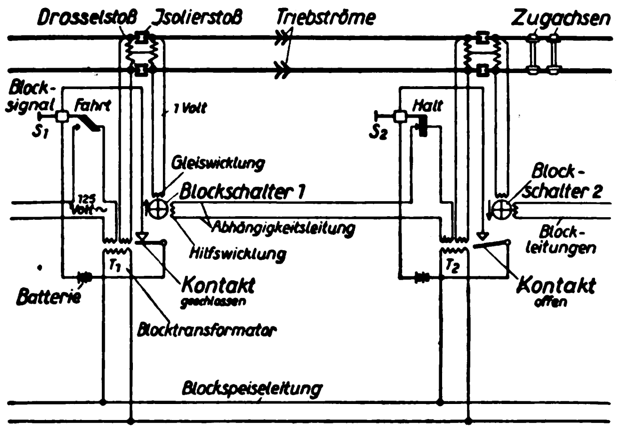



Abb. 3. Blockschaltung für zwei Signale.

Als Blockstrom wird Wechselstrom von 50 Per. verwendet, der mit 3000 V geliefert und an den Speisepunkten auf 125 V (Signallampenspannung bei Tag) oder 70 V (Signallampenspannung bei Nacht) umgespannt wird.

Bei dichter Zugfolge können die in den Bahnhöfen haltenden Züge die nachfolgenden vor dem Einfahrsignal zum Halten



bringen, wodurch Verspätungen unvermeidlich werden. Um den nachfolgenden Zug so nahe als möglich an den Bahnsteig zu bringen, werden hinter den Einfahrsignalen innerhalb deren Schutzstrecke Nachrücksignale angeordnet, die ein Nachrücken des Zuges über das Einfahrsignal hinaus gestatten, sobald der vorhergehende Zug etwa den halben Bahnsteig geräumt hat (Zeitersparnis 8 bis 10 Sek.). Beide Signale haben „rot" als Haltsignal und sind außerdem mit einem weißen Pfeilmerkzeichen (s. Abb. 1 unten rechts) gekennzeichnet, um den Fahrer zur Vorsicht zu mahnen, weil hinter diesen Signalen nicht die Schutzstrecke für volle Geschwindigkeit vorhanden ist.

Die bauliche Anordnung der Signale ist aus Abb. 1 ersichtlich. Die Linsen der Signallampen sind schwenkbar aufgehängt, aus hellem Glas und von plankonvexer Form. Die Farbsignale werden durch farbige Gläser an der ebenen Innenseite der Linsen erzeugt. Die elektrischen Hilfsgeräte für jedes Signal sind in einem Blockschrank neben diesem untergebracht.

Die Signale sind links angeordnet wegen mangelnden Platzes zwischen Stadtbahn- und Ferngleisen, um sie möglichst von der Fernbahn abzurücken und weil dadurch eine Vereinigung der Signale beider Richtungen an einem Mast möglich ist.

An den beiden Endbahnhöfen der Stadtbahn, Schlesischer Bahnhof und Charlottenburg, sind wegen Gabelung der Fahrwege halbselbsttätige Einfahrsignale angewandt, die unter Mitwirkung des Wärters auf Fahrt, durch den Zug auf Halt gestellt werden. Ihre Grundstellung ist „Halt". Die Stellwerke dieser Bahnhöfe sind mit Gleistafeln ausgerüstet, die das Besetztsein der Gleise anzeigen.

Besondere ergänzende Einrichtungen sind:

1. Notkehren zum außerplanmäßigen Wenden innerhalb der Stadtbahn.
2. Gefahrschalter, mit denen der Fahrdienstleiter alle Signale seines Bahnhofs auf Halt stellen kann.
3. Haltstellvorrichtungen, d. s. Schienenstromschließer kurz hinter den Signalen, zu dem Zweck auch bei kurzen Zügen die Signale unmittelbar nach dem Vorbeifahren auf Halt zu stellen.

Die Vorteile der Neuerung sind:

1. praktischer Wegfall jeden Zeitverlustes für die Bedienung der Signale und Blockwerke und dadurch Ermöglichung einer Zugfolge von 90 Sek.
2. Einsparung von 50 Blockwärtern;
3. einheitliche und ausdrucksvolle Signalbilder bei Tag und Nacht;
4. Wegfall mechanischer Bewegungen und beweglicher Teile bis auf wenige, die im Blockschalter vereinigt sind, daher geringe Unterhaltungskosten. Kr.

(Glasers Ann. 1928, Heft 11.)

## Meldeanlagen zur Bremsprobe.

Die Einführung der Luftdruckbremse bei Güterzügen hat in den Zugbildungsstationen und in andern verkehrsreichen Bahnhöfen besondere Anlagen erforderlich gemacht, um bei der vorgeschriebenen Bremsprobe die Befehle zu übermitteln und das Ergebnis der Probe zu melden. Signalgebung durch Winken mit dem Arm oder Schwenken einer Laterne ist zu unzuverlässig und versagt in Gleiskrümmungen und bei dichtem Nebel leicht ganz.

Es werden deshalb Signallichter mit elektrischen Glühlampen benutzt, die neben dem Gleis, gegenüber der Spitze und dem Schluß eines Zuges von 90 Achsen und an mehreren Zwischenstellen auf niedrigen ortsfesten Säulen eingebaut sind. Das Spitzensignal (siehe Abb. 1) wird von dem Zugschlusse und von den Zwischenstellen aus bedient und besteht aus drei Lampen. Bei der Deutschen Reichsbahn bedeutet das Aufleuchten einer Lampe: „Bremsen fest!"; zwei Lampen: „Bremsen los!" und drei Lampen: „Fertig!"

Zur Überwachung der Signalabgabe nach der Spitze des Zuges von jeder Zwischenstelle aus werden an allen diesen Stellen Melder und Achtungslampen oder, statt deren, überall die dreiflammigen Spitzensignale eingebaut. Die Melder sind in die Leitung für das Spitzensignal eingeschaltet und lassen mittels eines entsprechend sich einstellenden Zeigers erkennen, welches Signal zur Spitze hin gegeben wurde. An allen Zwischenstellen, am Schlusse und an der Spitze des Zuges sind außerdem Achtungssignale mit viereckigem matten Lampenfenster eingebaut. Hierdurch werden Wege gespart und bleibt auch bei unsichtigem Wetter einwandfreie Signalübermittlung gewährleistet.

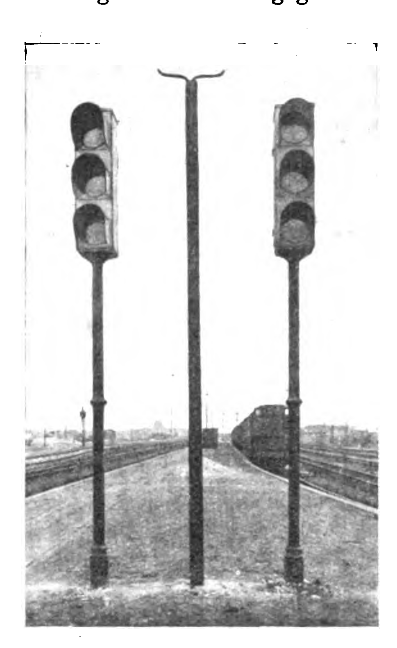


Abb. 1. Spitzensignale der Bremsprobemeldeanlagen im Bahnhof Rheine.

In verkehrsreichen Bahnhöfen mit sehr eiliger Zugabfertigung, unter Beteiligung mehrerer Beamten, wie in Dortmund und Ruhrort, ist statt der Melder an allen Zwischenstellen ein dreiflammiges Signal, nach beiden Richtungen leuchtend, eingebaut. Hierdurch wird erhebliche Beschleunigung der Abfertigung erreicht, namentlich bei Anwendung von Kreuzschaltung, wie in Freiburg und Offenburg, so daß ein Signal von jeder beliebigen Stelle aus eingeschaltet oder gelöscht werden kann. Bei den

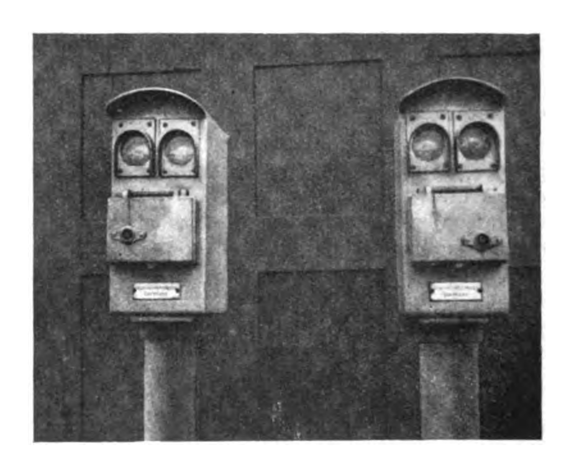


Abb. 2. Signalgeberschaltkästen für Bremsprobemeldeanlagen im Bahnhof Rheine.

Anlagen für Personenzüge ist die Vorsicht getroffen, daß das „Fertig" Signal, sobald es gegeben wird, zwangläufig unter Blockverschluß kommt und nur von dem Aufsichtsbeamten wieder entblockt werden kann. Bei Tage leuchten die Signale mit voller Stärke, bei Dunkelheit mit $^1/_2$ bis $^2/_3$ Lichtstärke, um Blendung zu verhüten. Die grundlegenden Richtlinien dieser Anlagen sind von der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft aufgestellt worden. Die vorgeschriebenen Anordnungen und Schaltungen sind Sonderausführungen der Allgemeinen Elektro-Industrie, Heinrich Winkler in Dortmund. Die durchweg gesetzlich geschützten Einrichtungen sind bereits in etwa 60 deutschen Bahnhöfen eingebaut. Guillery.

# Bahnhöfe nebst Ausstattung.

## Die neue Bahnhofhalle in Mailand.

Bei der Zusammenfassung des Eisenbahnverkehrs von Mailand in einen großen Zentralbahnhof wurde die Erbauung einer neuen Bahnsteighalle nötig, deren Mittelschiff mit 72 m Stützweite und 341 m Länge die größte Bahnhofhalle in Europa sein wird. Die übrigen Hauptabmessungen sind aus den nachstehenden Übersichtszeichnungen zu entnehmen.

Der Entwurf gestaltete sich schwierig, weil die Bauarbeiten an den Gepäcktunneln und den Bahnsteigen bereits begonnen waren, als man sich entschloß statt der vorgesehenen Bahnsteigdächer eine Halle zu errichten. Mit Rücksicht auf die Tunnel und sonstigen baulichen Anlagen mußten auch ungleiche Binderabstände gewählt werden. Die Binder werden als halbkreisförmige Dreigelenkbogen ausgeführt. Die Fachwerkpfosten sind radial angeordnet. Wegen der Rostgefahr wurden Gitterstäbe fast vollständig vermieden und durch vollwandige Bauglieder ersetzt. Ebenso wurde die Mindeststärke der Eisen auf das für Hallen ungewöhnliche Maß von 10 mm festgesetzt. Durch die Gedrungenheit und die einfache Linienführung ergibt sich eine auch in ästhetischer Hinsicht befriedigende Konstruktion. Die Gesamtlänge ist wegen der Temperaturdehnungen in Abschnitte von rund 50 m unterteilt. Als Belastung wurden 120 kg/m² zugrunde gelegt, nebenher 50 kg/m² und gleichzeitig 150 kg/m² senkrechter Fläche für Winddruck. Das Eigengewicht beträgt ohne Dachkonstruktion im Mittelschiff 145 kg/m², in den Seitenschiffen 120 kg/m² und in den Nebenhallen 84 kg/m². Etwa die Hälfte der Dachfläche ist verglast. Mit besonderer Sorgfalt wurde die Wahl des Dachmaterials vorgenommen. Da die verzinkten Wellbleche erfahrungsgemäß in Bahnsteighallen einer starken Zerstörung ausgesetzt sind, wurden, nachdem für Aluminium und Blei keine genügenden Erfahrungen vorlagen, Versuche mit Beton- und Bimsbetonplatten angestellt. Für Hallen von solch großen Abmessungen erschienen diese Baustoffe aber doch zu schwer. Man hat sich nun zu einer Abdeckung aus künstlichem Schiefer auf Holzschalung entschlossen.

Die Vollendung der Halle, die insgesamt 66500 m² überdecken soll, ist im Jahr 1929 zu erwarten. R.

(Riv. tecn. d. Ferr. Ital. 1927, Nr. 6.)

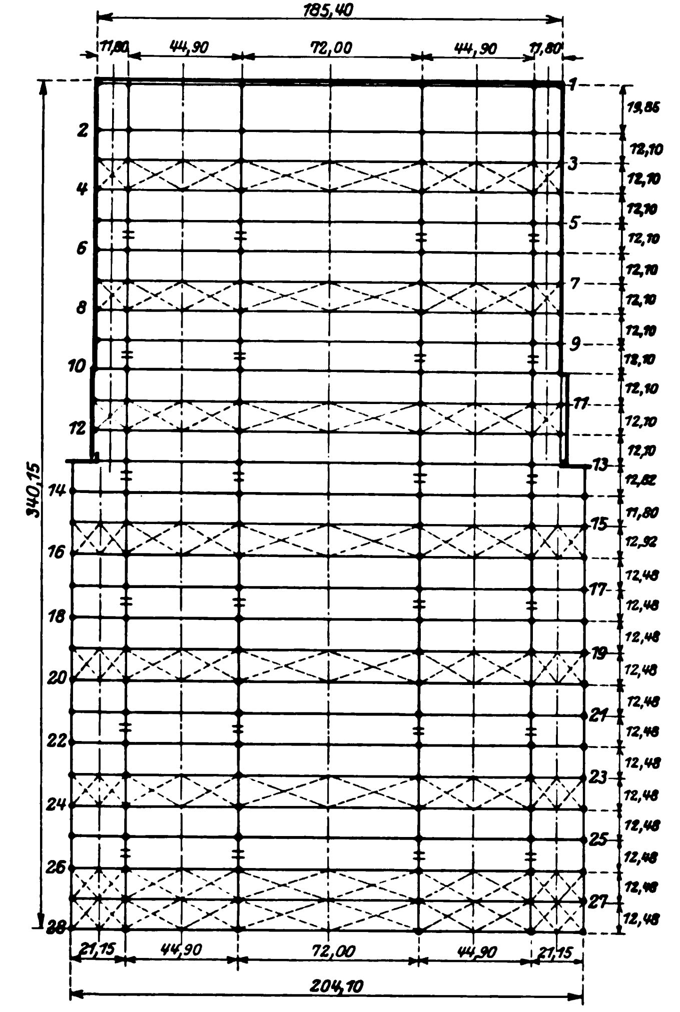



Abb. 2. Plan der Windverbände.

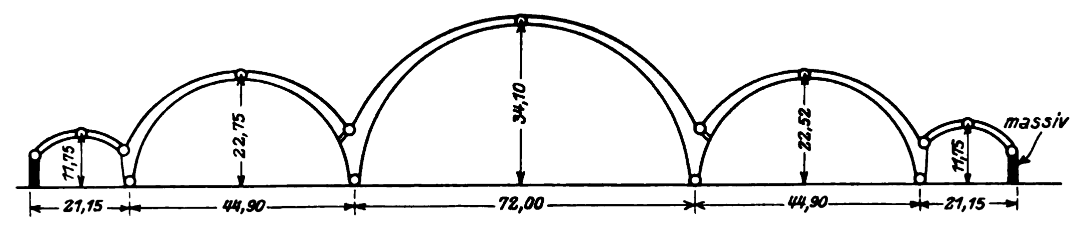



Abb. 1. Querschnitt der neuen Bahnhofhalle in Mailand.

# Buchbesprechungen.

**Hilfsbuch für die Elektrotechnik**, 10. Auflage, Schwachstromausgabe, herausgegeben von K. Strecker. Verlag Julius Springer, Berlin. Preis *RM* 42,—.

Der I. Teil des Buches mit der Überschrift „Allgemeine Hilfsmittel" behandelt in der Hauptsache die mathematischen und physikalischen Hilfsmittel der Fernmeldetechnik; im II. Teil des Buches „Elektrische Meßkunde" wird auf die elektrischen Meßverfahren und Meßvorrichtungen sowie die technischen Messungen eingegangen; der Hauptteil „Schwachstromtechnik" zerfällt in sieben Unterabschnitte, von denen der erste die Stromversorgungsanlagen behandelt, der zweite die Erzeugung elektrischer Schwingungen, der dritte die Fernmeldeleitungen, der vierte die Telegraphie, der fünfte das Fernsprechwesen, der sechste verschiedene Sondergebiete des Fernmeldewesens, darunter die Eisenbahntelegraphie und das Eisenbahnsignalwesen, der letzte Abschnitt handelt vom Funkwesen.

In knapper, klarer Darstellung sind die verschiedenen Gebiete des Fernmeldewesens bearbeitet. Die Ergebnisse der letzten wissenschaftlichen Untersuchungen und die neuesten Fortschritte der Technik sind berücksichtigt. Die Fernmeldeeinrichtungen werden nicht nur beschrieben, sondern Schaltungen und Betriebsweisen werden auch kritisch betrachtet. Von großem Vorteil sind die ausführlichen Quellennachweise der in- und ausländischen Literatur. Für den Eisenbahnbeamten, der mit der Fernmeldetechnik zu tun hat, erscheint das Buch als ein unentbehrliches Hilfsbuch.

Der hohe Wert des einzigartigen, vortrefflichen Buches möge durch folgende Ausführungen in keiner Weise beeinträchtigt werden. Zur Vervollständigung des Werkes dürfte es sich vielleicht empfehlen bei einer Neuauflage in dem Abschnitt „Freileitungsbau" auch auf die bayerischen Verhältnisse einzugehen; der IV. Abschnitt „Telegraphie" dürfte durch eine Abhandlung über die Stromstoß- und die Stromstoßunterlagerungstelegraphie zu ergänzen sein und bei dem Kapitel „Verstärker" wären als Fortentwicklung der Schnurverstärker die automatischen Verstärker zu erwähnen.

Das Eisenbahnfernmeldewesen im Abschnitt VI ist etwas stiefmütterlich behandelt. Nachdem Ausführungen über Strecken-

fernsprecher älterer Bauart gebracht wurden, wäre auch der neue Streckenfernsprecher (Einheitsfernsprecher), der im gesamten Reichsbahngebiet zur Verwendung kommt, anzuführen. Die Entwicklung der Selbstanschlußtechnik bei der Reichsbahn, die sich infolge der Eisenbahnbetriebsbedürfnisse vielfach von der Selbstanschlußtechnik der Reichspost unterscheidet, ist nicht berücksichtigt worden; in diesem Zusammenhang dürften die Selbstanschlußbezirks-(Linien-)Fernsprecher, die Gleich- und insbesondere die Wechselstromfernwahl u. a. m. zu erwähnen sein. Leider ist auch nichts über die Umwälzungen auf dem Gebiet des Reichsbahnfernmeldewesens zu finden, die durch die Elektrisierung der Bahnen verursacht worden sind. — Bei der großen Bedeutung der Zugbeeinflussungseinrichtungen erscheint es angezeigt, auf diese Anlagen beim „Eisenbahnsignalwesen" näher einzugehen.

Dobmaier.

**Abhandlungen aus dem Gebiete der technischen Mechanik** von Dr. Ing. Otto Mohr, Wirkl. Geh. Rat und Professor. — Dritte erweiterte Auflage. Herausgegeben von Dr. Ing. K. Beyer, o. Professor an der Technischen Hochschule Dresden und H. Spangenberg, o. Professor an der Technischen Hochschule München. — Berlin 1928. Verlag von W. Ernst und Sohn. 622 Seiten mit 528 Textabb. Geh. *R.M.* 30.—. In Leinen, geb. *R.M.* 33.—.

Zur Jahrhundertfeier der Technischen Hochschule Dresden hat im Verein mit Professor Dr. Ing. K. Beyer, Otto Mohrs treuer Schüler Professor H. Spangenberg, dessen „Abhandlungen aus dem Gebiete der technischen Mechanik" neu herausgegeben. Das vom Verlage geschmackvoll ausgestattete Buch enthält 16 in sich geschlossene Abhandlungen. Diese sind so geordnet, daß jede nur vorhergegangenes voraussetzt; Wiederholungen sind möglichst vermieden und nur auf kurze Hinweise beschränkt. Das Werk erscheint somit auch als geschlossenes Ganzes. Das Buch ist in erster Linie nicht als eigentliches Lehrbuch, sondern als Quellenwerk für tiefer Schürfende gedacht. Es wurden deshalb die Arbeiten Mohrs im wesentlichen unverändert übernommen und nur den einzelnen Abschnitten Angaben über die einschlägige neuere Literatur beigegeben. Am Schlusse des Abschnittes V. über die Ursache des Bruches eines Materials hat K. Beyer einen längeren Zusatz über die weitere Entwicklung dieser Frage angefügt. Zwei Abhandlungen die erst nach Drucklegung der von Mohr noch selbst besorgten zweiten Auflage verfaßt sind, sind als Nr. XIIa und XIIIa neu aufgenommen worden.

Der Inhalt läßt sich in kurzen Worten wie folgt skizzieren: Ausgehend vom Prinzip der virtuellen Geschwindigkeiten wird zunächst die Analogie zwischen Schubgeschwindigkeiten und statischen Momenten nachgewiesen und die sich ergebenden Folgerungen gezogen. Auf dieser Grundlage werden die Hauptprobleme der graphischen Statik besprochen. Daran schließt sich ein Kapitel über die Geometrie der Massen, in dem vor allem die Theorie des Mohrschen Trägheitskreises niedergelegt ist. Im vierten Abschnitt wird der Faden dann nochmals aufgenommen und das Prinzip der virtuellen Geschwindigkeiten auf die Kinematik angewandt. Für den Statiker ist hier besonders der erste Teil mit der Ableitung des Verschiebungsplanes wichtig. Die folgenden vier Abhandlungen sind dem Spannungszustand gewidmet, der zunächst allgemein, dann unter Berücksichtigung der aufgehobenen Kohäsion und Elastizität als Erddruck und weiterhin für die bestimmten Fälle des prismatischen Balkens und der Staumauer besprochen wird. Die nächsten beiden Abschnitte befassen sich beide mit der elastischen Linie und dem durchlaufenden Träger. Auf eine kurze Ableitung der graphischen Berechnung der vollwandigen Bogenträger folgen eine Reihe ausführlicher Abhandlungen über die Theorie der Fachwerke, in denen dieser Stoff nahezu erschöpft wird.

Von großem Wert ist es, daß die zahlreichen Beispiele nicht nur die allgemeinen Fälle, sondern meist auch die Grenz- und Sonderfälle behandeln.

Das Werk muß allen Bauingenieuren wärmstens empfohlen werden, da es nicht nur grundlegende statische Kenntnisse vermittelt, sondern auch ein beredtes Zeugnis gibt von dem großen Geist unseres Lehrmeisters Otto Mohr. Spangenberger.

**„Mechanische Schwingungen"** von Oberingenieur Dr. Ing. J. Geiger. Verlag von Julius Springer, Berlin, 1927. Preis *R.M.* 24,—.

Das Werk behandelt ausführlich die Schwingungsvorgänge der Mechanik. Die Berechnungen der Biegungseigenfrequenzen von Dampfturbinenfundamenten, der Eigenfrequenzen eines federnd unterstützten starren Körpers, insbesondere eines Fahrzeuges usw. sind nicht nur für den Maschineningenieur, sondern auch für den Bauingenieur von besonderer Bedeutung. Der Verfasser hat auch die Theorie der Schwingungsmeßapparate eingehend behandelt und die wichtigeren Meßapparate beschrieben.

Das Werk, das die reichen Erfahrungen des Verfassers auf dem Gebiete der Schwingungsmessungen erkennen läßt und wohl zu den besten Werken dieses Fachgebietes gehört, wird für viele Fachleute eine reiche Fundgrube vorzüglicher Beratung bilden.

Sorger.

Magg: **„Dieselmaschinen"** V. D. I. Verlag Berlin. Preis *R.M.* 26.—.

Das Werk, das 276 Textseiten, 355 Abbildungen und neun Tafeln umfaßt, kann in der in den letzten Jahren ziemlich umfangreich gewordenen Literatur über Dieselmaschinen unzweifelhaft in die erste Reihe gestellt werden.

Überall klar und leicht verständlich geschrieben und mit vorzüglichen Schnittzeichnungen und sonstigen Abbildungen ausgestattet, zerfällt es in drei Abteilungen: Grundlagen, Bauarten und Sonderprobleme.

In den Grundlagen behandelt der Verfasser zunächst in wohltuender gedrängter Kürze die Entstehung des Dieselmotors, wobei seiner freimütigen Stellungnahme, trotzdem es sich hier um ein noch umstrittenes Gebiet handelt, restlos beizustimmen ist.

Ein weiterer gerade für den Betriebsmann besonders wichtiger Artikel dieses Abschnittes ist der Wirtschaftlichkeit gewidmet.

Besondere Beachtung verdient der Abschnitt „Bauarten". Für alle praktisch vorkommenden Bauarten: Viertakt, Zweitakt, einfach und doppeltwirkend, stehend und liegend, Langsam- und Schnelläufer, ortsfeste, Schiffs- und Landfahrzeugmaschinen finden sich Beschreibungen von ausgeführten bewährten Typen und was ganz besonders wichtig ist, eine reiche Anzahl durchaus klarer übersichtlicher, aber doch sämtliche wichtige Einzelheiten bringender Schnittzeichnungen der besten Typen der führenden Werke.

Auch dem zukunftsreichen Gebiet der Diesellokomotive und des Motortriebwagens sind zwölf Seiten mit mehreren Abbildungen gewidmet. Wenn sich hierbei der Verfasser im wesentlichen auf den Motor selbst beschränkt, so erscheint das angesichts der Tatsache, daß z. B. die Frage der Kraftübertragung noch umstritten ist, wohl verständlich. Immerhin dürfte es sich angesichts der offenkundig zunehmenden Bedeutung der Diesellokomotive wie allgemein der Dieselschienenfahrzeuge und der bisher damit erzielten praktischen Erfolge doch empfehlen, dieses Gebiet in einer Neuauflage etwas ausführlicher zu behandeln.

Der letzte Teil des Werkes ist „Sonderproblemen" gewidmet. Damit soll allerdings nicht gesagt sein, daß hierin alle oder auch nur alle wichtigen Sonderprobleme behandelt wären. Der Verfasser hat eine Auswahl getroffen, die sich auf thermodynamische Fragen beschränkt. Er behandelt insbesondere den Auspuff-, Spül- und Ladevorgang, das Aufladeverfahren und die Abgasturbine. Es wäre für eine Neuauflage erwägenswert, die anderen ebenfalls sehr bedeutenden Sonderfragen auch zu behandeln oder, um das Werk nicht zu umfangreich werden zu lassen, ein ausführliches Verzeichnis über die einschlägige Literatur zu bringen.

Am Schlusse ist dem Buche noch ein Literaturnachweis beigefügt, der in dankenswerter Weise eine freimütige und objektive Kritik der bisher erschienenen Werke über Dieselmotoren usw. bringt.

Alles in allem genommen kann das Werk jedermann, der sich für Dieselmaschinen interessiert, dem Studierenden wie dem Konstrukteur und Betriebsmann und nicht zuletzt dem Eisenbahnfachmann, der sich in das Gebiet der Dieselmaschinen einarbeiten will, wärmstens empfohlen werden. O. Geiger.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 1. Oktober 1928 | Heft 19

## Der theoretische Längenschnitt von Standseilbahnen*).

Von Dr. Ing. v. Gruenewaldt.

(Schluß).

### Ballastbetrieb.

### Ableitung der Gleichgewichtsbedingungen.

Damit die Zugkraft gleich Null wird, muß

$$P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} = 0$$

sein (s. Gleichung 2'); dies ist nur der Fall, wenn

$$P_1 = P_2 + \frac{WL}{H}$$

und zwar nur für eine bestimmte Zykloide bei der

$$2R = \frac{\left(2P_2 + \frac{WL}{H}\right)L}{4Hp}$$

ist (vergl. Gleichung 6); (bei einer anderen Bahnform würde die Zugkraft nicht konstant gleich Null bleiben).

Ist nun $P_1 < P_2 + \frac{WL}{H}$, so kann das Gleichgewicht durch Hinzufügen eines Gewichts Q (in der Regel Wasserballast) hergestellt werden, es ist dann

$$29) \quad P_1 + Q = P_2 + \frac{WL}{H}$$

oder

$$30) \quad Q = P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}$$

(entsprechend $Q = Z.\frac{L}{H}$ s. Gleichung 2').

Bei $P_1 > P_2 + \frac{WL}{H}$ könnte dem steigenden Wagen ein Gewicht hinzugefügt werden, um das Gleichgewicht herzustellen, es ist dies aber nicht üblich, sondern es wird dann die überschüssige Kraft abgebremst.

Die Zugkraft Null wird tatsächlich durch Ballast, also nur bei $P_1 \leqq P_2 + \frac{WL}{H}$ erreicht, während sie andernfalls negativ wird.

Für die Fahrt mit unveränderlichem Wasserballast bei gleichbleibender Geschwindigkeit und Zugkraft 0 (Bedingung des theoretischen Längenschnitts für Ballastbetrieb) nehmen die Gleichungen 1'') und 1a'') die Form an:

$$1''') \quad 0 = P_2 \sin\beta - (P_1 + Q)\sin\alpha + p\,h + W$$

$$1a''') \quad 0 = P_2 \sin\alpha - (P_1 + Q)\sin\beta - p\,h + W,$$

woraus sich ergibt

$$3') \quad \sin\alpha + \sin\beta = \frac{2W}{P_1 + Q - P_2} = \frac{2H}{L}$$

$$4') \quad \sin\alpha - \sin\beta = \frac{2ph}{P_1 + P_2 + Q}$$

und

$$5'') \quad y = \frac{L(P_1 + P_2 + Q)}{4Hp}\sin^2\tau.$$

Es ist also der theoretische Längenschnitt für Ballastbetrieb gleichfalls eine Zykloide, deren Rollkreisdurchmesser

$$2R = \frac{L(P_1 + P_2 + Q)}{4Hp} \text{ ist.}$$

*) Von der Abteilung für Bauingenieurwesen der Technischen Hochschule Karlsruhe als Habilitationsschrift angenommen.

Für diese Zykloide gelten dieselben Beziehungen, wie für die vorstehend behandelte Zykloide bei motorischem Antrieb.

Es sind hier aber einige Besonderheiten zu beachten:

Wird in Gleichung 5'' der Wert von Q aus Gleichung 30) eingesetzt, so wird

$$5''a) \quad y = \frac{L\left(2P_2 + \frac{WL}{H}\right)}{4Hp}\sin^2\tau.$$

Es ist also die Form der Zykloide unabhängig von dem Gewicht des sinkenden Wagens, und die Zykloide ist das Gleichgewichtsprofil für gleichbleibendes Gewicht des steigenden Wagens bei beliebigen Belastungen des sinkenden Wagens.

Die Form der Zykloide wird aber durch die veränderliche Grösse der Widerstände bestimmt, was bei motorischem Antrieb nicht der Fall ist, wo die Widerstände nur die Grösse der Zugkraft beeinflussen — (vergl. Gleichungen 2') und 6); hierauf hat besonders Bäseler aufmerksam gemacht. Nun ist aber die Größe von W im Verhältnis zu $2P_2$ so geringfügig, daß man ohne wesentliche Ungenauigkeit mit einem mittleren Wert von W rechnen kann.

Beim Grenzfall — dem ganzen Zykloidenast — wird

$$\frac{L}{H} = 2 \text{ und}$$

$$pL = P_2 + P_1 + Q = 2P_2 + \frac{WL}{H} = 2P_2 + 2W.$$

$$W = (P_2 + P_1 + Q)w_w + pLw_s = (P_1 + P_2 + Q)(w_w + w_s)$$

oder

$$W = (2P_2 + 2W)(w_w + w_s)$$

woraus

$$W = \frac{2P_2(w_w + w_s)}{1 + 2(w_w + w_s)}$$

und

$$\frac{WL}{H} = \frac{2P_2(w_w + w_s)}{0{,}5 + w_w + w_s};$$

werden die Werte für $w_w$ und $w_s$ nach Seite 393 r. o. in diese Gleichung eingesetzt, so ergibt sich

$$\frac{WL}{H} = 2P_2 \cdot \frac{0{,}055}{0{,}555} = 2P_2 \cdot 0{,}099,$$

werden die Werte von $w_w$ und $w_s$ verdoppelt, so ist

$$\frac{W_1L}{H} = 2P_2 \cdot \frac{0{,}11}{0{,}61} = 2P_2 \cdot 0{,}18.$$

Eine Verdoppelung des Widerstandes würde also eine Vergrößerung von 2R um nicht ganz 10% hervorrufen — in Ausführungsfällen aber, wo nur ein kleiner Teil des Zykloidenastes verwendet wird, ganz unbedeutend sein.

Die Gleichung 3') wird unbestimmt für W=0, einem praktisch nicht vorkommenden Fall, wenn er auch theoretisch bemerkenswert ist*); hierbei wird auch nach Gleichung 30

$$P_1 + Q = P_2.$$

Bei W = 0 ist auch $P_1 + Q = P_2$, wie aus Gleichung 30) ohne weiteres zu ersehen ist.

Es gibt also für Ballastbetrieb bei Berücksichtigung der Reibung nur eine exakte Form des theoretischen Längenschnitts — die Zykloide.

*) Vergl. hierzu Bäseler a. a. O. und oben S. 392 r. Sp.





### Bestimmung des Ballastes Q.

Bei einem anderen Gewicht des steigenden Wagens $P_2$ als dem, für das die Zykloide konstruiert wurde, ist Q natürlich nicht konstant, sondern ergibt sich rechnerisch als Funktion der Bogenlänge s. Ergibt sich hierbei eine Abnahme von Q im Laufe der Fahrt, so ist es möglich, durch Abgabe von Ballastwasser während der Fahrt Q so zu verändern, daß ein Bremsen nicht erforderlich wird. Tatsächlich sind auch Bahnen ausgeführt worden, bei denen das Ballastwasser während der Fahrt abläuft. Doch ist diese Anordnung als Ausnahme anzusehen. In der Regel bleibt der Ballast während der Fahrt unveränderlich $Q = Q_{max}$ und die überschüssige Kraft wird abgebremst. Bei einem rechnungsmäßig steigenden Q ist eine andere Anordnung auch gar nicht möglich.

Für ein anderes Gewicht des steigenden Wagens $P_2$ als das der Konstruktion der Zykloide zugrunde gelegte ergibt sich Q aus den Gleichgewichtsbedingungen:

$$(P_1 + Q) \sin\alpha = P_2 \sin\beta + p\,h + W$$
$$(P_1 + Q) \sin\beta = P_2 \sin\alpha - p\,h + W.$$

In den folgenden Untersuchungen sei das Gewicht des steigenden Wagens, für das die Zykloide konstruiert ist, $P_2'$, ferner $Q' = P_2' - P_1' + \frac{WL}{H}$ und $G = P_2' + P_1' + Q' = 2P_2' + \frac{WL}{H}$; weiter kann der Einfluß des sich verändernden Wagengewichtes auf den Widerstand W außer acht gelassen werden, so daß W für alle Belastungsfälle gleich angenommen wird. W konstant (vergl. oben S. 395 l. Sp.).

Aus Gleichung 1‴ wird

$$31) \ldots\ldots Q = \frac{P_2 \sin\beta - P_1 \sin\alpha + p\,h + W}{\sin\alpha} = \left[\frac{Z}{\sin\alpha}\right].$$

Es ist nun entsprechend Gleichung 25), 20b) und 10):

$$32)\ .\ Q = \frac{(L - 2s)\left(\frac{pH}{L} - \frac{P_2 + P_1}{8R}\right) + \frac{H}{L}(P_2 - P_1) + W}{\frac{L - s}{4R} + \frac{8RH - L^2}{8RL}}$$

wobei

$$4R = \frac{L\left(2P_2' + \frac{WL}{H}\right)}{2Hp} = \frac{L.G}{2Hp}.$$

Durch Einsetzen dieses Wertes in die Gleichung 32) ergibt sich:

$$32')\ .\ Q = \frac{p(L - 2s)[G - (P_2 + P_1)] + G\left(P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}\right)}{p(L - 2s) + G}$$

oder

$$32'')\ .\ .\ Q = \frac{\frac{p(L-2s)}{G}[G - (P_2 + P_1)] + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}}{\frac{p(L-2s)}{G} + 1}.$$

Die Gleichungen für den Anfang (s = 0) und das Ende (s = L) der Fahrt werden:

$$33)\ .\ .\ Q_0 = \frac{\frac{pL}{G}(G - P_2 - P_1) + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}}{1 + \frac{pL}{G}}$$

und

$$33a).\ .\ Q_L = \frac{-\frac{pL}{G}(G - P_2 - P_1) + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}}{1 - \frac{pL}{G}}.$$

Für die Bahnmitte $\left(s = \frac{L}{2}\right)$ ist stets:

$$33b)\ .\ .\ Q = P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} \text{ (vergl. Gleichung 30).}$$

Wie aus Gleichung 32′) und 32″) ersichtlich, ist Q keine geradlinige Funktion von s, sondern eine hyperbolische.

Q ist in einer nach oben konvexen Kurve abnehmend, wenn $P_2 < P_2'$ und in einer nach oben konkaven Kurve zunehmend, wenn $P_2 > P_2'$.

Q wird gleich Null, wenn

$$p(L - 2s)(G - P_2 - P_1) + G\left(P_2 - P_1 + \frac{LW}{H}\right) = 0$$

oder bei

$$34)\ \ldots\ldots\ s = \frac{L}{2} + \frac{G}{2p} \cdot \frac{P_2 - P_1 + \frac{LW}{H}}{G - P_2 - P_1}.$$

Ergibt sich aus dieser Gleichung $0 < s < L$, so wechselt Q das Vorzeichen, d. h. da ein negatives Q nicht möglich ist, so muß auch bei veränderlichem Q (durch Vermindern des Ballastes bis auf Null) während eines Teils der Fahrt die überschüssige Kraft abgebremst werden.

Ist $P_2 < P_2'$, so bedeutet $s \leq 0$, daß Q für die ganze Fahrt negativ sein müßte, und $s \geq L$, daß Q von Anfang bis zu Ende der Fahrt positiv bleibt. Bei $P_2 > P_2'$ ist naturgemäß das Umgekehrte der Fall.

### Einfluß des Widerstandes auf Q.

Es sei die Gleichgewichtskurve für einen Widerstand W′ konstruiert worden; der entsprechende Ballast ist Q′.

Für einen veränderten Widerstand W und die gleiche Belastung $P_2'$ und $P_1'$ ergibt sich aus Gleichung 32′):

$$Q = \frac{\frac{p(L-2s)}{G}\left(P_2' - P_1' + \frac{W'L}{H}\right) + P_2' - P_1' + \frac{WL}{H}}{\frac{p(L-2s)}{G} + 1}$$

oder

$$35) \ldots\ldots Q = P_2' - P_1' + \frac{\frac{p(L-2s)}{G}W' + W}{\frac{p(L-2s)}{G} + 1} \cdot \frac{L}{H}$$

oder

$$35') \ldots\ldots\ldots Q = Q' + \frac{W - W'}{\frac{p(L-2s)}{G} + 1} \cdot \frac{L}{H}.$$

Ist $W > W'$, so nimmt Q während der Fahrt zu, ist $W < W'$, so nimmt es ab.

(Bei der als Beispiel gewählten Kurve (s. S. 412 l. Sp.) und bei $P_2 - P_1 = 4500$ kg beträgt die Erhöhung von Q durch Verdoppelung von W weniger als 2%).

### Bestimmung der Bremskräfte.

Wie schon erwähnt, muß bei einem anderen Gewicht des steigenden Wagens $P_2$ als dem der Zykloide zugrunde liegenden $P_2'$ die überschüssige Kraft abgebremst werden; das gleiche tritt ein, wenn $P_2 + \frac{WL}{H} < P_1$ ist, d. h. wenn Q rechnungsgemäß negativ werden würde.

Bei der Ermittlung der Bremskraft sind drei Fälle zu unterscheiden, und zwar:

1. Q ist durchweg kleiner als Null.

In diesem Falle ist tatsächlich kein Ballast vorhanden und die Bremskraft wird nach Gleichung 27) berechnet, wobei nur zu berücksichtigen ist, daß hier $8R = \frac{G.L}{pH}$ ist, es wird dann

$$36)\quad B_1 = \frac{H}{L} \cdot \left\{p(L - 2s)\left(1 - \frac{P_2 + P_1}{G}\right) + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}\right\}.$$

Diese Funktion ist geradlinig in bezug auf s.

2. Q nimmt ab und erreicht während der Fahrt den Wert Null, d. h. der Ballast wird während der Fahrt bis auf Null vermindert — durch Ablassen des Wassers (wird der Wert Null nicht erreicht, so ist keine Bremsung erforderlich). Bei Beginn des Bremsens ist kein Ballast mehr vorhanden, es kann also auch in diesem Falle die erforderliche Bremskraft nach der Gleichung 36) bestimmt werden.

Hier wird B rechnerisch anfangs positiv und wechselt im Laufe der Fahrt sein Vorzeichen — augenscheinlich im selben Punkt, in dem auch Q sein Vorzeichen wechselt; dieser Umstand kann zur Kontrolle der Rechnung dienen (vergl. weiter unten Abb. 8).

3. Q nimmt theoretisch zu — d. h. tatsächlich muß der am Schluß der Fahrt erforderliche Ballast $Q_{max}$ von Anfang an vorhanden sein und die überschüssige Kraft wird abgebremst; oder der am Anfang erforderliche Größtballast $Q_{max}$ wird bei theoretisch abnehmendem Q unverändert beibehalten, auch hier muß die überschüssige Kraft während der Fahrt abgebremst werden. Im ersten Fall sinkt die Bremskraft von einem Höchstwert bei Beginn der Fahrt bis auf Null am Ende derselben, im zweiten Fall tritt das Entgegengesetzte ein.

$B_2$ wird bestimmt aus der Gleichung:

$$B_2 = P_2 \sin\beta - (P_1 + Q_{max}) \sin\alpha + p\,h + W$$

oder

$$37) \quad \dots\dots\dots \quad B_2 = B_1 - Q_{max} \sin\alpha.$$

$Q_{max}$ ist entweder $Q_0$ oder $Q_L$; durch Einsetzen der entsprechenden Werte aus Gleichung 33) und 33a) erhalten wir für $Q_0$ — Maximum

$$38) \quad \dots \quad B_2{}^0 = \frac{-2s.p}{G + p\,L}\left(G - 2\,P_2 - \frac{LW}{H}\right)\frac{H}{L}$$

(hier ist der Klammerausdruck positiv:

$$G - 2\,P_2 - \frac{LW}{H} > 0$$

oder

$P_2' > P_2$ — vergl. oben S. 410 l. Sp. u.)

und für $Q_L$ — Maximum

$$38a) \quad \dots \quad B_2{}^L = \frac{L - s}{G - p\,L}\left(G - 2\,P_2 - \frac{WL}{H}\right).\frac{2H}{L}$$

(hier ist der Klammerausdruck negativ:

$P_2' < P_2$).

Auch $B_2$ ist eine geradlinige Funktion von s, die ebenso wie der Radius des Rollkreises der Zykloide R unabhängig vom Gewicht des sinkenden Wagens ist.

### Ermittlung des Wagengewichtes $P_2$, das der Konstruktion der Zykloide zugrunde zu legen ist.

Es ist noch zu erwägen, welches Gewicht $P_2$ der Konstruktion der Zykloide zugrunde zu legen ist.

Eine für maximales $P_2$, d. h. für den voll beladenen steigenden Wagen berechnete Zykloide hat, wie aus dem vorhergehenden ersichtlich ist, wesentliche Vorzüge:

Bei $P_2'{}_{max}$ nimmt Q für alle anderen Belastungen während der Fahrt ab, es kann also nie der Fall eintreten, daß der Ballast zu gering bemessen wird und der Wagen während der Fahrt stehen bleibt, was bei steigendem Ballastbedarf Q möglich wäre; auch kann bei sinkendem Q, falls erforderlich, das Wasser während der Fahrt abgelassen werden, wodurch die Bremskraft auf ein Minimum reduziert wird, oder überhaupt nicht notwendig wird (wenn bis zum Ende der Fahrt $Q > 0$ bleibt).

Bei maximalen $P_2'$ ergibt sich auch der größte konstante Ballast

$$Q'_{max} = P_2'{}_{max} - P_1'{}_{min} + \frac{WL}{H}.$$

Es ist jetzt noch nachzuweisen, daß das veränderliche $Q_{max}$ in keinem Fall größer werden kann als $Q'_{max}$, daß dieses also den Höchstwert des Ballastbedarfs überhaupt und da es konstant ist, gleichzeitig den kleinsten möglichen Höchstwert darstellt, womit auch das Minimum des Behälterinhalts bestimmt ist.

Die allgemeine Gleichung für Q lautet:

$$Q = \frac{p\,(L - 2s)\,[G - (P_2 + P_1)] + G\left[P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}\right]}{G + p\,(L - 2s)}.$$

Ist nun $Q < Q'_{max}$?

$$G = P_{2max} + P_{1min} + Q'_{max}.$$

Wir können die Ungleichung schreiben:

$$p\,(L - 2s)\,[Q'_{max} + (P_{2max} + P_{1min}) - (P_2 + P_1)] + G\left(P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}\right) < p\,(L - 2s)\,Q'_{max} + G.\,Q'_{max}$$

oder

$$\frac{p\,(L - 2s)}{G}[(P_{2max} - P_2) + (P_{1min} - P_1)] + P_2 - P_1 < P_{2max} - P_{1min}$$

oder

$$\frac{p(L - 2s)}{G}[(P_{2max} - P_2) - (P_1 - P_{1min})] < (P_{2max} - P_2) + (P_1 - P_{1min}).$$

$(P_{2max} - P_2)$ und $(P_1 - P_{1min})$ sind positiv, es ist also die rechte Seite der Ungleichung auch positiv. Ist der Ausdruck in der eckigen Klammer gleichfalls positiv, so ist die linke Hälfte der Ungleichung kleiner als die rechte, da

$$1 > \frac{p\,(L - 2s)}{G} > -1 \text{ ist.}$$

Ist der Ausdruck in der eckigen Klammer negativ, so ergibt sich sein negativer Höchstwert für $P_2 = P_{2max}$ und $P_1 = P_{2max}$ zu $-(P_{2max} - P_{1min})$. Es wird in diesem Falle die rechte Hälfte der Ungleichung zu $(P_{2max} - P_{1min})$ und die Ungleichung nimmt die Form an:

$$-\frac{p\,(L - 2s)}{G}(P_{2max} - P_{1min}) < P_{2max} - P_{1min}$$

oder

$$-\frac{p\,(L - 2s)}{G} < 1 \text{ (beim ganzen Zykloidenast für}$$

$$s = L \text{ wird } -\frac{p\,(L - 2s)}{G} = 1).$$

Es ist also Q stets kleiner als $Q'_{max}$ und dieser Wert daher bestimmend für das Höchstmaß des Ballasts und des Wasserbehälters.

Die für $P_2$ gleich dem Gewicht des voll beladenen Wagens berechnete Zykloide ergibt also die für alle vorkommenden Möglichkeiten günstigsten Bedingungen.

Der theoretische Längenschnitt für eine Standseilbahn mit Ballastbetrieb ist somit eine Zykloide mit der Scheitelgleichung:

$$y = \frac{\left(2\,P_{2max} + \frac{WL}{H}\right)L}{4\,H\,p}\sin^2\tau.$$

In Abb. 8 sind (auf Grund der gleichen Annahmen wie für motorischen Betrieb in Abb. 6) die rechnerischen Ballast- und Bremskraftgrößen für nach $P_2 = 11\,500$ kg und $P_2 = 7000$ kg konstruierte Zykloiden und für folgende Belastungsfälle aufgetragen:

| | |
|---|---|
| $P_2 = 11\,500$ kg | $P_1 = 11\,500$ kg |
| $P_2 = 11\,500$ kg | $P_1 = 7000$ kg |
| $P_2 = 9250$ kg | $P_1 = 9250$ kg |
| $P_2 = 7000$ kg | $P_1 = 7000$ kg |
| $P_2 = 7000$ kg | $P_1 = 11\,500$ kg. |

Die Darstellung bestätigt anschaulich das oben Ausgeführte:

Wir sehen, daß der erforderliche Ballast bei der 7000 kg-Zykloide wesentlich größer ist, als bei der 11 500 kg-Zykloide; wir sehen, daß bei der ersten Zykloide die Q-Linie ansteigt,

also ständig gebremst werden muß und die Gefahr ungenügenden Gewichtsausgleichs besteht. (Wenn sich hierbei positive Werte von Q ergeben — negative sind nicht aufgetragen — so kommen nur die Bremskräfte $B_2$ in Betracht.)

Bei der 11500 kg-Zykloide ist der Ballastbedarf bei allen Belastungen wesentlich kleiner als bei der 7000 kg-Zykloide, die Q-Kurven fallen und unterscheiden sich nur wenig von geraden Linien. Es sind hier gegebenenfalls stets die Bremskräfte $B_1$ anwendbar.

Es sei darauf hingewiesen, daß die Bremskräfte B bei den für Ballastbetrieb konstruierten Zykloiden nie konstant sind, auch in dem Fall nicht, daß der theoretische negative

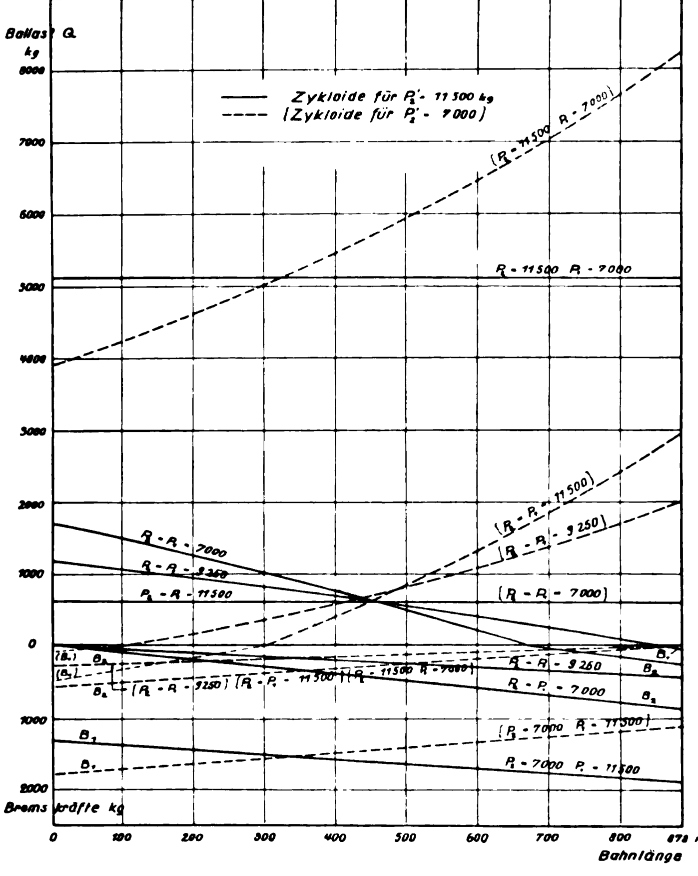



Abb. 8.

Ballast konstant wäre. Es erklärt sich dies ohne weiteres aus dem Unterschied in der Gleichung der Zykloiden für Ballast- und motorischen Betrieb. (Eine konstante Bremskraft auf einer Ballastbahn wäre nur in dem Fall denkbar, daß $2P_2' + \frac{WL}{H} = P_2' + P_1$ wäre, dann ist aber $Q' = P_2' - P_2' - \frac{WL}{H} + \frac{WL}{H} = 0$ und also auch $B_1 = 0$).

In Abb. 9 sind für die 11500 kg-Zykloide die Werte von Q und $B_{1min}$ und $B_{2min}$ für verschiedene Werte von $P_1$ über $P_2$ aufgetragen.

Hier ist stets $Q_0 > Q_L$, nur für $P_2 = 11500$ wird $Q_0 = Q_L$.

Es sind hier auch die Werte von $Q' = P_2' - P_1 + \frac{WL}{H}$ für $P_1 = 7000$ kg und $P_1 = 8000$ kg aufgetragen, um zu zeigen, um wieviel $Q_{11500}$ von $Q'$ abweicht.

Die Ordinaten-Abschnitte zwischen der $Q_0$- und der $Q_L$-Linie zeigen die Schwankungen im Verlauf des theoretischen Ballastbedarfs während der Fahrt an.

Die Werte für andere Belastungen des sinkenden Wagens $P_1$ werden durch geradlinige Interpolation gefunden.

## Andere Gleichgewichtskurven *).

Es ist oben gezeigt worden, daß bei $P_1 = P_2$ für motorischen Antrieb und für $P_1 + Q = P_2$ für Ballastbetrieb (im letzteren Falle muß $W = 0$ sein, im ersteren ist dann $Z = W$) die einzige die Gleichgewichtskurve bestimmende Gleichung ist:

$$\sin\alpha - \sin\beta = \frac{2p}{2P} \cdot h$$

$(P_1 = P_2 = P$ bzw. $P_1 + Q = P_2 = P)$

durch Gleichsetzen von $\frac{P}{p} = m$ wird

$$h = m\ (\sin\alpha - \sin\beta).$$

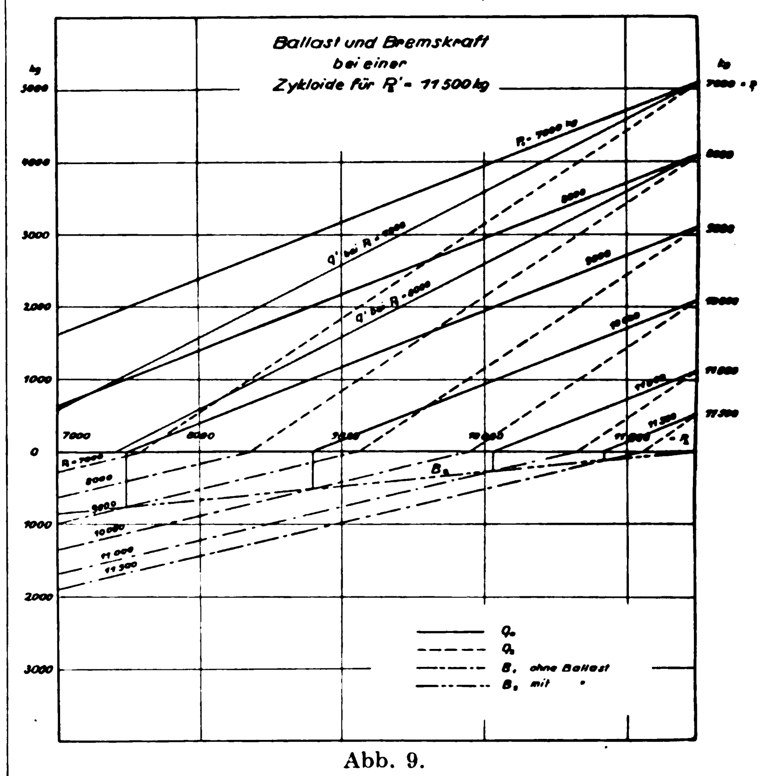



Abb. 9.

Hiernach ergibt sich als einfachste allgemeine Gleichung der Gleichgewichtskurve:

39) . . . . . . . . . . $y = m \sin\tau.$

Es ist dies die Gleichung der Traktrix; für die ferner gilt:

$$\frac{dy}{ds} = -\sin\tau = -\frac{y}{m}.$$

40). $x = m\left(\ln \operatorname{ctg}\frac{\tau}{2} - \cos\tau\right) = \frac{m}{2}\ln\left(\frac{m+\sqrt{m^2-y^2}}{m-\sqrt{m^2-y^2}}\right) - \sqrt{m^2-y^2}$

41) . $s = m \ln\left(\frac{1}{\sin\tau}\right) = m \ln\left(\frac{m}{y}\right)$ — vom Punkt $\begin{matrix} x=0 \\ y=m \end{matrix}$

42) . . . . . $\varrho = m \operatorname{ctg}\tau = \frac{m\sqrt{m^2-y^2}}{y}$

und

43) . . . . . . . . . $\sin\tau = e^{-s/m}.$

44) . . . . . . . . . $y = m\, e^{-s/m}.$

Bezogen auf den Anfangspunkt der Kurve A ergeben bei (siehe Abb. 10):

$$y = y_1 - y_a$$
$$x = x_a - x_1$$
$$s = s_a - s_1$$

die Gleichungen:

45) . . . . . . $y = m\ (\sin\tau - \sin\beta_1)$

*) Wegen der Ableitung der Gleichgewichtskurven für $P_1 = P_2 = P$ vergl. auch Kruppa: „Das Gleichgewichtsprofil einer Standseilbahn" in Zeitschr. für angew. Mathematik und Mechanik 1926.

46) . . $x = m \left(\ln \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} - \cos\beta_1 - \ln \operatorname{ctg} \frac{\tau}{2} + \cos\tau\right)$

47) . . . . . . . . . $s = m \ln \frac{\sin\tau}{\sin\beta_1}$.

Es ist hier ferner (aus Gleichung 47) und 45)

48) . . . . . . . . $\sin\beta_1 = \frac{H}{m\,(e^{L/m} - 1)}$

und

49) . . . . . $\sin\tau = e^{s/m} \sin\beta_1 = \frac{H\,e^{s/m}}{m\,(e^{L/m} - 1)}$.

Die Traktrix ist steiler als die Zykloide, sie liegt also im unteren Teil der Bahn über, im oberen Teil unter der Zykloide.

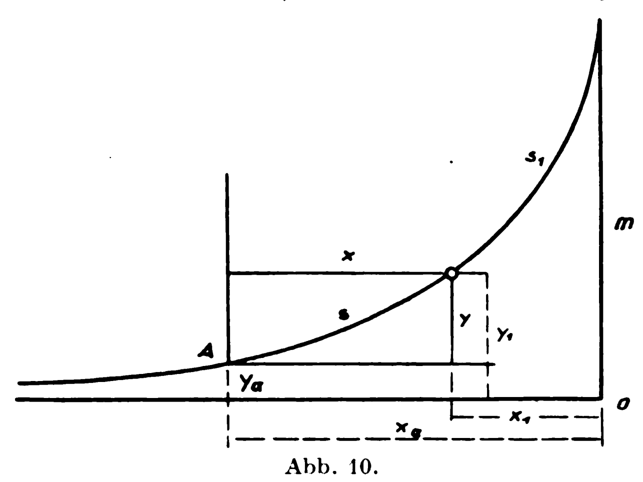



Abb. 10.

Für die Traktrix wird aus

$$Z = P_2 \sin\beta - P_1 \sin\alpha + p\,h - W.$$

wo

$$h = y'' - y = m\,(\sin\alpha - \sin\beta) = \frac{H\left(e^{\frac{L-s}{m}} - e^{s/m}\right)^{*)}}{e^{\frac{L}{m}} - 1}$$

$$Z = P_2 e^{s/m} \sin\beta_1 - P_1 e^{\frac{L-s}{m}} \sin\beta_1 + mp\left(e^{\frac{L-s}{m}} - e^{s/m}\right)\sin\beta_1 + W$$

$mp = P'$ ist das der Konstruktion der Traktrix zugrunde gelegte Wagengewicht

50). . . $Z = \frac{H}{m\left(e^{\frac{L}{m}} - 1\right)} \left[e^{s/m}(P_2 - P') + e^{\frac{L-s}{m}}(P' - P_1)\right] + W.$

Es ist dies nicht nur keine geradlinige Funktion von s, sondern eine ziemlich unbequeme Exponentialfunktion.

Es hat also keinen Zweck, an Stelle der Zykloide die Traktrix als Gleichgewichtsprofil zu nehmen, um so mehr, als die Traktrix nur sehr wenig von einer für die gleichen Verhältnisse konstruierten Zykloide abweicht. Außerdem ergibt die Traktrix für motorischen Antrieb eine konstante Zugkraft Z nur für die eine Belastung $P_2 = P_1 = P$, während für alle anderen Fälle Z veränderlich wird. Beim Ballastbetrieb ist die Traktrix für $W = 0$ als Gleichgewichtsprofil allgemein gültig, da Q (bei $P_1 < P_2$) stets so gewählt werden kann, daß

$$P_1 + Q = P_2;$$

die Annahme $W = 0$ ergibt aber, wenn der Unterschied zwischen $P_1$ und $P_2$ nicht sehr groß ist, für Q überaus ungenaue (zu kleine Werte), da ja richtig

$$Q = P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}.$$

*) s ist die Bogenlänge vom Kurvenanfang bis zum steigenden Wagen — entsprechend $\sin\beta$.

Da nun noch die Traktrix für die Berechnungen wesentlich unbequemer ist, als die Zykloide, so hat es keinen Zweck, die Traktrix statt der Zykloide als Gleichgewichtsprofil zu wählen.

(Noch weniger Zweck hat es natürlich, die Traktrix durch die Diokleische Kissoide zu ersetzen, wie das Peter vorschlägt*), wodurch die Rechnung in jedem Fall ungenau und auch nicht einfacher wird, da für diese allerdings in Kartesischen Koordinaten algebraische Kurve $\left(y^2 = \frac{x^3}{2r - x}\right)$

$$s = r\int_0^x \frac{1}{2r - x} \sqrt{\frac{8r - 3x}{2r - x}}\,dx \text{ wird,}$$

woraus bei

$$2r = a \text{ und } z^2 = \frac{4a - 3x}{a - x}$$

$$s = a\,(z - 2) + \frac{a\sqrt{3}}{2} \ln \frac{(z - \sqrt{3})\,(2 + \sqrt{3})}{(z + \sqrt{3})\,(2 - \sqrt{3})} \text{ wird}^{**)},$$

was nicht gerade bequem zur Durchführung von Berechnungen erscheint. Zur Ermittlung von $\sin\tau = \frac{dy}{ds}$ ist noch eine weitläufige Rechnung erforderlich, die hier wohl unterlassen werden kann).

Die Traktrix hat allerdings eine bemerkenswerte Eigenschaft, auf die Bäseler hingewiesen hat — für die zugrunde gelegte Belastung bleibt die größte Seilspannung (auf Zug) konstant, allerdings nur bei unveränderlichem Widerstand.

Die Seilspannung ist:

$$S = P_2 \sin\tau + p\,(H - y) + W$$

oder in den ursprünglichen Koordinaten:

$$S = P_2 \sin\tau + p\,(y_L - y) + W$$

Hier ist $W = P_2\,w_w + p \cdot w_s \cdot (L - s)$.

Für die Traktrix ergibt sich:

$$S = P\,e^{s/m} \sin\beta_1 + p\left(e^{\frac{L}{m}} - e^{s/m}\right) m \sin\beta_1 + W$$

oder da $m = \frac{P}{p}$

$$S = P\,e^{\frac{L}{m}} \sin\beta_1 + W = \frac{Hp \cdot e^{\frac{L}{m}}}{e^{\frac{L}{m}} - 1} + W.$$

Es ist also die größte Seilspannung konstant, aber nur bei Vernachlässigung der Veränderung von W oder für $W = 0$.

Unter der gleichen Voraussetzung ($P_1 = P_2 = P$) ist bei der Zykloide:

51) . . . $S = \frac{H}{L}\left[P + \frac{pL}{2} + \frac{p^2 s}{2P}(L - s)\right] + W.$

Es ist also die Spannung am Anfang der Fahrt gleich groß wie am Ende; während der Fahrt nimmt die Spannung zuerst zu und erreicht bei $s = \frac{L}{2}$ ihr Maximum, um dann bis zum Schluß der Fahrt wieder symmetrisch bis zum Anfangswert zu fallen. Der Unterschied zwischen $S_{max}$ und $S_0$ oder $S_L$ ist so gering, daß er vernachlässigt werden kann, was um so mehr zulässig ist, als die Annahme W konstant sowieso nicht zutrifft.

Auch in dieser Beziehung ist also die Zykloide keineswegs ungünstiger als die Traktrix; bei Berücksichtigung der Reibung ist die Veränderung der Spannung bei der Zykloide nicht größer als bei der Traktrix, wie aus dem Beispiel Abb. 11 für $P = 9250$ kg und die übrigen Annahmen wie bei den vorhergehenden Beispielen ohne weiteres ersichtlich ist.

Für den Fall des reibungslosen Ballastbetriebes und damit auch für Motorbetrieb bei $P_2 = P_1$ sind von Meissner***) und

*) Schweizer Bauzeitung, Bd. 83.
**) Vergl. Loria: Die algebraischen Kurven.
***) Schweizer Bauzeitung 1909, Bd. 54.

eingehender von **Bäseler***) verschiedene Bahnformen als Gleichgewichtsprofil nachgewiesen worden.

Bei dem Koordinatenanfang in der Bahnmitte kann die Gleichung:

$$\sin\alpha - \sin\beta = \frac{1}{m} h$$

geschrieben werden:

$$\left(\frac{dy}{ds}\right)_{(+s)} - \left(\frac{dy}{ds}\right)_{(-s)} = \frac{1}{m}\left(y_{(+s)} - y\right)_{(-s)},$$

woraus

$$\left(\frac{dy}{ds}\right)_{(+s)} - \frac{1}{m} y_{(+s)} = \frac{dy}{ds}_{(-s)} - \frac{1}{m} y_{(-s)}.$$

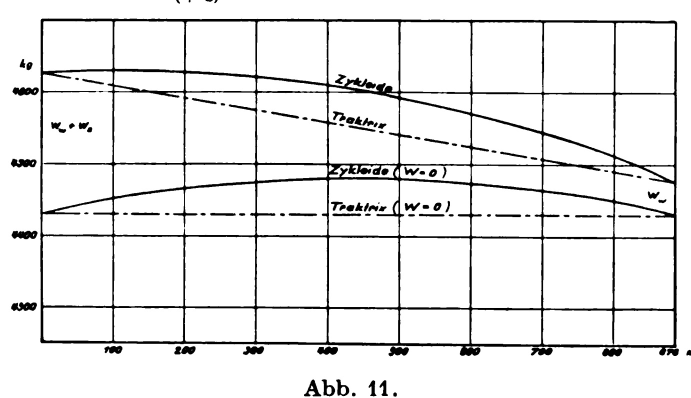


Abb. 11.

Sollen beide Seiten der Gleichung durch eine analytische Funktion dargestellt werden, so muß die Bedingung erfüllt sein, daß der Ausdruck $\frac{dy}{ds} - \frac{1}{m} y$ für $+s$ und $-s$ den gleichen Wert ergibt.

Dieser Bedingung genügt die transzendente Funktion

$$52) \quad y = \frac{H}{e^{\frac{L}{2m}} - e^{\frac{L}{2m}}}\left(e^{s/m} - 1\right) = \frac{H}{2\,\mathfrak{Sin}\frac{L}{2m}}\left(e^{s/m} - 1\right).$$

Es ist dies die Gleichung der **Traktrix** bezogen auf den Kurvenmittelpunkt.

Ferner genügen der Bedingung sämtliche algebraische Funktionen, für die der Ausdruck $\frac{dy}{ds} - \frac{1}{m} y$ nur gerade Potenzen von s enthält. Die einfachste dieser Funktionen ist die quadratische Funktion

$$53) \quad y = \frac{H}{L}\left(s + \frac{s^2}{2m}\right) -,$$

welche die **Zykloide** darstellt.

Die allgemeine Form der stetigen Gleichgewichtskurven für reibungslosen Betrieb wird durch die Gleichung bestimmt:

$$54) \quad y = a_1 s\left(1 + \frac{s}{2m}\right) + a_3 s^3\left(1 + \frac{s}{4m}\right) + a_5 s^5\left(1 + \frac{s}{6m}\right) \dots$$

wobei die Koeffizienten aus der Bedingung $y_e - y_a = H$ und gegebenen Geländepunkten bestimmt wurden.

Wegen der Ableitung dieser Kurven vergl. **Bäseler** a. a. O. Sieht man vom Verlangen der Stetigkeit der Kurvenfunktion ab, so kann man die eine Hälfte der Gleichung als beliebige Funktion von s wählen

$$\frac{dy}{ds} - \frac{1}{m} y = f(s),$$

wobei zur Bestimmung der Integrationskonstanten die Bedingung dient, daß die durch die beiden Hälften der Gleichung ausgedrückten Kurven durch den Koordinatenanfangspunkt gehen; sollen sie stetig aneinanderschliessen, so müssen sie in diesem Punkte noch eine gemeinsame Tangente haben.

*) a. a. O.

Die einfachste Funktion ist eine gerade Linie, die durch den Koordinatenanfangspunkt geht und mit der x-Achse den Winkel $\gamma$ einschließt. Bildet die Gerade den unteren Teil der Bahn, so wird der obere durch eine Kurve gebildet, deren Gleichung lautet:

$$y = 2m \sin\gamma\left(e^{s/m} - 1\right) - s \sin\gamma;$$

damit der Anschluß stetig ist, muß weiter sein

$$\sin\gamma = \frac{H}{2m} \cdot \frac{1}{e^{\frac{L}{2m}} - 1}.$$

es ist dann

$$y = H\,\frac{e^{s/m} - 1}{e^{\frac{L}{2m}} - 1} - \frac{s\,H}{2m\left(e^{\frac{L}{2m}} - 1\right)}.$$

Die Abszisse x ergibt sich für diese Kurve nach einer langwierigen Integration als ein so komplizierter Ausdruck, daß er für praktische Zwecke kaum in Betracht kommt.

Diese Angaben zeigen, daß es möglich ist, bei Vernachlässigung der Reibung für Ballastbetrieb theoretisch ein Gleichgewichtsprofil nahezu jedem Gelände anzupassen. Praktisch wird es nicht immer möglich sein, da sich dabei Ausdrücke ergeben werden, die sich nicht integrieren lassen. Außerdem gibt, wie schon oben (Seite 413 l. Sp.) dargelegt, die Vernachlässigung der Reibung u. U. Veranlassung zu großen Ungenauigkeiten.

Für motorischen Betrieb kommen alle diese Profile überhaupt nicht in Betracht, da sie hier nur für den einen bestimmten Belastungsfall $P_1 = P_2 = P$ Gültigkeit haben, und für alle anderen Belastungsfälle große Schwankungen der Zugkraft ergeben, die durch sehr umständliche und schwierige Berechnungen ermittelt werden müßten.

Es bleibt also als idealer theoretischer Längenschnitt nur die Zykloide mit dem Rollkreisdurchmesser

$$2R = \frac{L\,(P_2 + P_1)}{4\,H\,p} \text{ für Motorbetrieb und}$$

$$2R = \frac{L\left(2\,P_2 + \frac{WL}{H}\right)}{4\,H\,p} \text{ für Ballastbetrieb,}$$

wo $P_2$ das Gewicht des vollbeladenen steigenden Wagens, $P_1$ das Gewicht des leeren sinkenden Wagens ist.

### Nutzanwendungen.

Der theoretische Längenschnitt wird sich in praxi wohl kaum je erreichen lassen, stets werden mehr oder weniger große Abweichungen von ihm vorkommen. Es fragt sich nun, wie man im gegebenen Fall am besten vorgeht.

Klar ist, daß der Längenschnitt womöglich von unten nach oben steiler werden soll. Normalerweise wird er sich aus Geraden zusammensetzen, die durch Kreis- oder Parabelbogen (besser noch Kettenlinienbogen) miteinander verbunden sind.

Man wird zweckmäßig zunächst für die gegebenen Endpunkte und Belastungsverhältnisse eine oder mehrere theoretische Längenschnitte konstruieren (mit verschiedenen $L_1$)*), um damit einen Anhalt zu gewinnen, wie die Bahn am besten verlaufen würde. Dann wird man versuchen, in einem Höhenschichtenplan eine Linie einzutragen, die einem dieser Längenschnitte nahekommt und dabei möglichst geringe Erdarbeiten und Bauwerke erfordert.

Diese Linienführung wird wohl stets eine im Grundriß vielfach gebrochene Linie ergeben; sie wird um so schwieriger zu bestimmen sein, je mehr das natürliche Profil des Berges

*) Sind zur Überwindung eines gegebenen Höhenunterschiedes H verschiedene Linienführungen möglich, so kann man die Zykloide für eine bestimmte Höchststeigerung $\alpha$, oder mittlere Steigung $\gamma$ ermitteln (vergl. S. 393).

vom theoretischen Längenschnitt abweicht, z. B. wenn es nach oben konvex ist.

Hat man diese Linie in der Horizontalen ausgeglichen, wobei Radien bis zu 75 m und kleiner zulässig sind (obwohl bis jetzt bei Bahnen für Personenverkehr noch nicht angewandt), und hat man die Linie abgesteckt und in der Natur nachgeprüft, so werden auf Grund dieses Längenschnittes die Leistungsdiagramme über der Bahnlänge entworfen.

Hierbei ergeben sich die Zugkräfte bei motorischem Betrieb zu

55) . . . . $Z = P_2 \sin \tau_2 - P_1 \sin \tau_1 + ph + w$,

wo $\tau_2$ der Neigungswinkel der Bahn beim steigenden Wagen, $\tau_1$ beim sinkenden Wagen ist — die übrigen Bezeichnungen wie oben ($+ph$ gilt für $P_2$ in der unteren, $-ph$ für $P_2$ in der oberen Bahnhälfte).

Dann wird man versuchen, die größten Spitzen des Diagramms zu mildern, indem man an den betreffenden Stellen die Linie in der vertikalen oder horizontalen Richtung (meist wohl in beiden) verschiebt, so weit es möglich ist, ohne die Arbeiten merklich zu vergrößern.

Es muß darauf hingewiesen werden, daß bei motorischem Betrieb die Form des Längenschnitts nur eine verhältnismäßig untergeordnete Bedeutung hat. Wünschenswert ist es natürlich, daß die Antriebsmaschinen nicht unnötig groß werden, doch spielt dieses bei der an sich meist geringen Stärke der Motoren für Seilbahnen keine ausschlaggebende Rolle.

Solange das ganze Diagramm positiv bleibt, ist die Gesamtarbeit stets die gleiche

$$A = (P_2 - P_1) H + WL,$$

wobei von der geringen Änderung des Reibungswiderstandes WL infolge von Längenänderungen abgesehen werden kann (vergl. oben S. 392 l. Sp.). Hier kommt nur in Betracht, daß bei Strombezug von auswärts bei sehr starken Belastungsschwankungen ein höherer Strompreis verlangt werden könnte, als bei gleichmäßigerer Entnahme. Bei eigener Krafterzeugung kommt nur die etwas größere Maschinenanlage und u. U. ein schlechterer Wirkungsgrad in Betracht, was aber beides kaum von maßgebender Bedeutung sein wird.

Ist das Diagramm rein negativ und die überschüssige Kraft wird mechanisch abgebremst, so bedingt eine Unregelmäßigkeit des Diagramms nur stärkere Bremsen und verlangt mehr Aufmerksamkeit vom Bedienungspersonal.

Ist das Diagramm teils positiv, teils negativ, so bedeutet das naturgemäß einen Mehraufwand an Arbeit, da

56) . . . . . . . . $A = A_{pos} - A_{neg}$;

diese Mehrarbeit wird um so größer, je größer $A_{neg}$ ist. Aber auch dieser Übelstand kann, besonders bei eigener Kraftanlage, durch elektrische Nutzbremsung*) bis zu einem gewissen Grade wenigstens unschädlich gemacht werden.

Ist $\eta_b \approx 75\%$ der Nutzeffekt der elektrischen Nutzbremsung und $\eta_m \approx 80\%$ der Wirkungsgrad des Motors, w der Fahrwiderstand (umgerechnet auf die Einheit des Wagengewichts) und i die jeweilige Steigung in ‰, so ergibt eine Bremskraft B eine verfügbare Zugkraft Z

57) . . . . . . . $Z = \frac{(i - w)\, \eta_b\, \eta_m}{i + w} B.$

Bei den steilen Bergbahnen kann $i - w \approx i + w$ gesetzt werden; es wird dann

57a) . . . . . . . . . $Z \approx 0{,}60\, B$,

so daß man in diesem Fall setzen kann

56a) . . . . . . $A = A_{pos} - 0{,}40\, A_{neg}$.

Immerhin ist es wünschenswert, den negativen Teil des Leistungsdiagramms möglichst klein zu halten.

*) Vergl. Seefehlner: Elektrische Zugförderung, II. Aufl., S. 212.

Bisher wurde vorausgesetzt, daß die Geschwindigkeit während der ganzen Dauer der Fahrt gleichbleibend ist, so daß die Leistung sich proportional der Zugkraft verändert. Nun ist es aber durchaus möglich, die Geschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade zu ändern und damit die Schwankungen der Leistung in wesentlich engeren Grenzen zu halten, als die Schwankungen der Zugkraft.

Man hat also, wie ersichtlich, ziemlich große Freiheit bei der Wahl des Längenprofils für eine Standseilbahn mit motorischem Antrieb. Es ist aber darauf zu achten, daß nicht unnötige Leistungsschwankungen zugelassen werden und darum ist es wichtig, den theoretischen (idealen) Längenschnitt zu kennen, und notwendig zu versuchen, sich ihm nach Möglichkeit anzupassen.

Von größerer Bedeutung ist die Form des Längenschnitts für die Bahnen mit Ballastbetrieb, für die ja auch ursprünglich die Untersuchungen über das zweckmäßigste Profil angestellt worden sind. Allerdings wird heutzutage Ballastbetrieb nur noch in seltenen Fällen angewandt werden, wo eben die Verhältnisse ganz besonders günstig dafür liegen. Von den früher in größerer Zahl ausgeführten Ballastbahnen sind in den letzten Jahren viele auf elektrischen Betrieb umgebaut worden und es werden noch manche folgen.

Der Vorgang der Linienführung ist hier der gleiche wie bei den Bahnen mit motorischem Antrieb. Die erforderlichen Ballastgrößen und Bremskräfte werden nach den Gleichungen

58) . . . . . . $Q = \frac{P_2 \sin \tau_2 + ph + W}{\sin \tau_1} - P_1$

und

59) . . $B = P_2 \sin \tau_2 - (P_1 + Q_{max}) \sin \tau_1 \pm ph + W$

ermittelt und danach die Linienführung so geändert, daß Spitzen der Q- und B-Diagramme nach Möglichkeit vermieden werden, da sie einen unnützen Wasserverbrauch und direkten Energieverlust bedeuten, ebenso größere Wasserbehälter an den Wagen bedingen. Elektrische Nutzbremsung wird wohl hier nie angewandt werden, da, wenn schon elektrische Einrichtungen vorgesehen werden, besser vollständig elektrischer Betrieb eingerichtet wird.

Weiter ist es dringend erwünscht, daß das $Q_{max}$ zu Beginn der Fahrt auftritt, damit nicht bei zu geringem Ballast der Wagen während der Fahrt zum Stillstand kommt. Damit $Q_0 = Q_{max}$ wird, muß für jede Wagenstellung (vergl. Gleichung 31)

60) . . . . $\frac{pH + W}{\sin \alpha_1} - \frac{ph + W}{\sin \alpha} > P_2 \left( \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} - \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha_1} \right)$

sein, wo $P_2$ das größte zu hebende Wagengewicht, also den vollbeladenen Wagen darstellt.

Wie ersichtlich, ist für Bahnen mit Ballastbetrieb die Form des Längenschnitts entschieden von Bedeutung und man wird daher solche Bahnen nur dann anlegen, wenn entweder der Wasserverbrauch bloß eine sehr geringe Rolle spielt, Wasser also genügend vorhanden ist und nicht zweckmäßiger in einem Kraftwerk verbraucht wird, das z. B. außer dem Bahnbetrieb noch zur Licht- und Kraftversorgung dient, oder wo es möglich ist, den tatsächlichen Längenschnitt gut dem theoretischen Längenschnitt anzupassen.

Hier ist noch folgendes zu beachten: Wenn in der Regel $P_2$ wesentlich größer als $P_1$ ist und dies Verhältnis sich nur wenig ändert, kann der Reibungswiderstand vernachlässigt und ein Längenschnitt nach Gleichung 54) ermittelt werden. Allerdings wird das meist mit recht schwierigen Rechnungen verbunden sein. Immerhin ist diese Möglichkeit im Auge zu behalten, obwohl sie nur in den seltensten Fällen gegeben sein wird.

Der ideale Längenschnitt bleibt in jedem Falle die Zykloide.

**Bemerkung.**

**Der theoretische Längenschnitt beim Vierwagensystem.**

In vorstehender Arbeit ist die allgemein übliche Anordnung der Standseilbahn mit zwei pendelnden Wagen behandelt worden.

Czitary hat kürzlich in einem fesselnden Aufsatz*) nachgewiesen, daß beim Vierwagensystem, wie es bisher einmalig bei der steirischen Erzbergbahn**) zur Anwendung gekommen ist, bei gegebenem Profil der einen Bahnhälfte das Profil der anderen Bahnhälfte so ermittelt werden kann, daß unter bestimmten Voraussetzungen für jede Wagenstellung das Gleichgewicht vorhanden ist.

In allgemeiner Form lassen sich die Bedingungsgleichungen hierfür nicht lösen — es ist dies nur für einige Fälle und auch dann nur auf Grund vereinfachender Annahmen möglich.

Da in der angedeuteten Richtung Möglichkeiten zu einer zweckmäßigen Ausgestaltung der Linienführung insbesondere von langen Standseilbahnen liegen, so sei auf den Aufsatz von Czitary hingewiesen.

*) Die Bautechnik 1925, S. 441.

**) Zeitschrift des Österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins 1925, S. 103.

## Das Lokomotivstufengetriebe*).

Von Prof. Dr. Ing. E. h. **G. Lomonossoff,** Cambridge.

Die Aufgabe des Stufengetriebes. Der Hauptunterschied eines Dieselmotors gegenüber einer Dampfmaschine besteht, wie bekannt, darin, daß er nur bei einer solchen Kolbengeschwindigkeit arbeiten kann, bei der eine Zündung möglich ist. Das bedeutet, daß der Dieselmotor nicht unter Last anlaufen kann, sondern leer angelassen werden muß. Aus diesem Grunde muß sogar bei der Anwendung einer unmittelbaren Übertragung zwischen dem Dieselmotor und den Rädern eine Kupplung vorgesehen sein, die ein Trennen des Motors und der Räder ermöglicht.

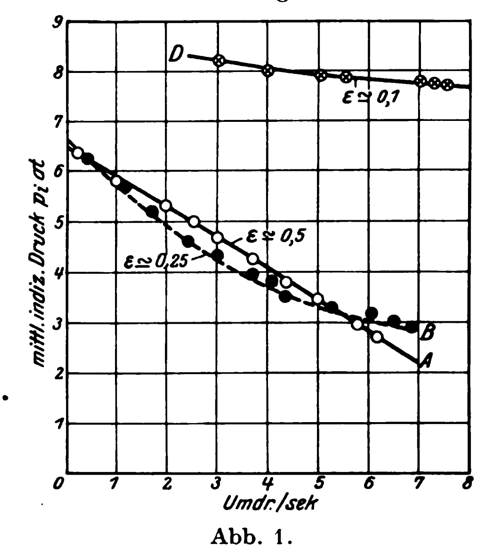



Abb. 1.
Beziehungen zwischen mittlerem indizierten Druck und Drehzahl.

Eine zweite, nicht minder wichtige Eigenart des Dieselmotors besteht darin, daß sein mittlerer indizierter Druck bei einer bestimmten Zylinderfüllung fast unveränderlich ist, während dieser Druck bei Dampfmaschinen mit wachsender Drehzahl stark sinkt. Abb. 1 veranschaulicht dies sehr klar, die Kurve A bezieht sich auf die russische 2 C Verbundlokomotive, die Kurve B auf eine 2 C Zwillinglokomotive (beide mit Überhitzung) und die Kurve D auf einen MAN-Dieselmotor, wie er auf den beiden russischen Diesellokomotiven sowie auf der Druckluft-Diesellokomotive der Reichsbahn verwendet ist. Infolge dieses Umstandes ist bei Dampflokomotiven außerhalb der Adhäsionsgrenzen die Leistung mehr oder weniger unveränderlich, während sie bei Diesellokomotiven fast proportional der Geschwindigkeit wächst. Dies wäre unter gewissen Vorbehalten für Schnellzugdienst noch zulässig, jedoch unbedingt unzulässig ist dies beim Güterzugdienst. Bei Güterzuglokomotiven beträgt die Geschwindigkeit $V_e$, bei der die höchste Zugkraft aus der Adhäsion noch ausgenutzt werden kann und nach der das Gewicht der Güterzüge in der Regel festgelegt wird, etwa $^1/_3$ der Höchstgeschwindigkeit. Unter diesen Bedingungen haben wir bei Güterzug-Dampflokomotiven 70 bis 90% der höchsten Leistung verfügbar, während bei Diesellokomotiven mit einer einzigen Übersetzungszahl lediglich etwa 33% ausgenutzt werden können.

*) Vergl. auch den Aufsatz Organ 1926, S. 193.

Die Erbauer der ersten Diesellokomotiven verwendeten daher zwischen dem Dieselmotor und den Treibrädern eine Übertragung, mittels der die Übersetzungszahl, d. h. das Verhältnis zwischen der sekundlichen Drehzahl $n_d$ des Dieselmotors und $n_t$ der Treibräder, in mehr oder weniger weiten Grenzen verändert werden kann. Durch Veränderung der Drehzahl wird auch das übertragene Drehmoment

$$M = \frac{75\,N}{2\,\pi\,n} = 11{,}9\,\frac{N}{n}\ mkg$$

verändert, wo N die übertragene Leistung in PS ist. Bezeichnet man die Leistung an der Dieselwelle gemessen durch $N_D$, so ist das Drehmoment

$$M_D = 11{,}9\,\frac{N_D}{n_d},$$

während das Drehmoment am Umfange der Treibräder

$$M_T = 11{,}9\,\frac{N_T}{n_t}$$

ist. Nun ist aber $N_T = \eta_H\,\eta_n\,N_D$, worin

$$\eta_H = \frac{N_D - N_H}{N_D}$$

angibt, welcher Teil der Motorleistung für die Hilfsmaschinen verbraucht wird, und $\eta_n$ die Eigenreibung der Übertragung kennzeichnet. Es folgt daraus

$$\frac{M_T}{M_D} = \eta_H \eta_n\ \nu \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

wobei

$$\nu = \frac{n_d}{n_t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

die Übersetzungszahl ist. Die Konstrukteure von Kraftwagen mußten sich schon bedeutend früher mit dieser Aufgabe befassen. Für Kraftwagen wurde die Aufgabe mittels des Stufengetriebes gelöst. Diese einfachste Lösung wurde für Lokomotiven mit einer Leistung von über 300 PS lange für unmöglich gehalten, da sogar die bedeutendsten Werke die Herstellung von Kegelrädern für eine größere Leistung nicht übernehmen wollten. Aus diesem Grunde wurden andere Übertragungsarten vorgeschlagen, und zwar elektrische Übertragung, Flüssigkeitsgetriebe und Gasübertragung. Die größte Verbreitung fand die elektrische Übertragung, mit der im Gesamteisenbahnnetz der Erde bisher 27 Diesellokomotiven, ausschließlich der Triebwagen, ausgerüstet sind. Diese Lokomotiven erwiesen sich als zuverlässig im Betrieb, außerordentlich elastisch in der Regelung und gleichmäßig im Gang, sie sind aber teuer und schwer. Das Flüssigkeitsgetriebe scheint nur für geringe Leistungen brauchbar zu sein. Die Versuche mit der Gasübertragung haben bisher keine prak-

tischen Ergebnisse gezeitigt. Aus diesem Grunde wandte sich die Aufmerksamkeit der Konstrukteure von Diesellokomotiven mehr und mehr dem reinen mechanischen Getriebe nach Art eines Stufengetriebes zu.

Der zweijährige Betrieb der russischen in Deutschland erbauten Diesel-Getriebelokomotive von 1200 PS bewies in einwandfreier Weise die Möglichkeit einer solchen Lösung. Es ist daher nicht uninteressant, die Geschichte des Entwurfes und des Baues dieser Lokomotive zur Kenntnis zu bringen und diejenigen Fehler hervorzuheben, welche dabei gemacht wurden. In jeder neuen Sache sind Fehler unvermeidlich. Sie sollen jedoch als Lehren dienen und nicht wiederholt werden, sie dürfen daher nicht verschwiegen werden, da sonst andere zur Wiederholung der Fehler verleitet werden.

Entstehungsgeschichte des Entwurfes der russischen Diesel-Getriebelokomotive. Wir begannen mit Prof. Dr. Ing. F. Meineke den Entwurf einer Güterzug-Diesellokomotive von 1200 PS mit mechanischer Übertragung bereits Anfang 1922. Damals fand sich aber keine Fabrik, die die Anfertigung des Stufengetriebes für diese Leistung übernehmen wollte. Infolgedessen wurde im August 1922 beschlossen, eine Diesellokomotive mit einem Flüssigkeitsgetriebe zu bestellen. Ihre Verwirklichung stieß jedoch auf derartige unüberwindliche Schwierigkeiten, daß im November 1923 beschlossen wurde, das Flüssigkeitsgetriebe durch ein Zahnradgetriebe zu ersetzen, dessen Herstellung die Firma F. Krupp, Essen, nach einigem Zögern übernahm. Erst hiernach wurde in dem russischen Diesellokomotivbüro in Berlin mit dem vorläufigen Entwurf der Getriebelokomotive Nr. 005 begonnen, die zur Zeit in Rußland im Betrieb ist. Dem Entwurf wurden folgende Bedingungen zugrunde gelegt:

A) Es mußte der bereits angeschaffte Sechszylinder - M A N - Dieselmotor Verwendung finden, welcher bei 450 Umdr. i. d. M. 1200 PS entwickelte.

B) Eine Zugkraft von 15000 kg mußte unbedingt bei einer Geschwindigkeit von mindestens 15 km/h erreicht werden.

C) Das Getriebe mußte mindestens drei Übersetzungszahlen ermöglichen.

D) Es sollten elektromagnetische Kupplungen verwendet werden.

An das Stufengetriebe wurden nach langen Erwägungen folgende Forderungen gestellt:

1. Mit Rücksicht auf die Umgrenzungslinie und das Gewicht mußten die Abmessungen so klein wie möglich gehalten werden, d. h. es mußte für sämtliche Teile der beste Baustoff verwendet werden.

2. Die Zahnräder sollten so hochwertig sein, daß ihre Auswechslung wegen Abnutzung erst nach sehr langen Laufzeiten notwendig wird; dies konnte nur durch Verwendung von Zahnrädern mit gehärteter Zahnoberfläche erreicht werden.

3. Die Zahnräder der einzelnen Gänge sollten nicht, wie bei Kraftwagen, durch seitliches Verschieben ein- und ausgeschaltet werden, sondern stets im Eingriff bleiben.

4. Die Zahnräder sollten schräge Zähne erhalten, wegen den besseren Belastungsaufnahmen und zur Verringerung des Geräusches.

5. Um die Zahl der ständig im Eingriff stehenden Zahnräder möglichst gering zu halten, sollte die Stufenzahl möglichst gering sein.

6. Das Schalten der Kupplung der einzelnen Gänge sollte stoßfrei geschehen und in jeder Lage des Fahrzeugs möglich sein.

7. Keine Kupplung und kein Zahnrad sollten eine höhere Drehzahl haben als die Übersetzungswellen.

8. Zum sanften Anfahren und zur Vermeidung von Stößen beim Übergang von einer Stufe zur anderen sollte außer den Stufenkupplungen für die einzelnen Gänge zwischen dem Dieselmotor und dem Zahnradgetriebe eine sehr elastische Hauptkupplung vorgesehen sein.

9. Das Getriebe sollte vor Staub geschützt, aber zugänglich für die Besichtigung sein.

Abb. 2 zeigt den ursprünglichen Entwurf, der auf Grund der gestellten Forderungen ausgearbeitet worden ist. Das Getriebe besteht aus einer elektromagnetischen Haupt-

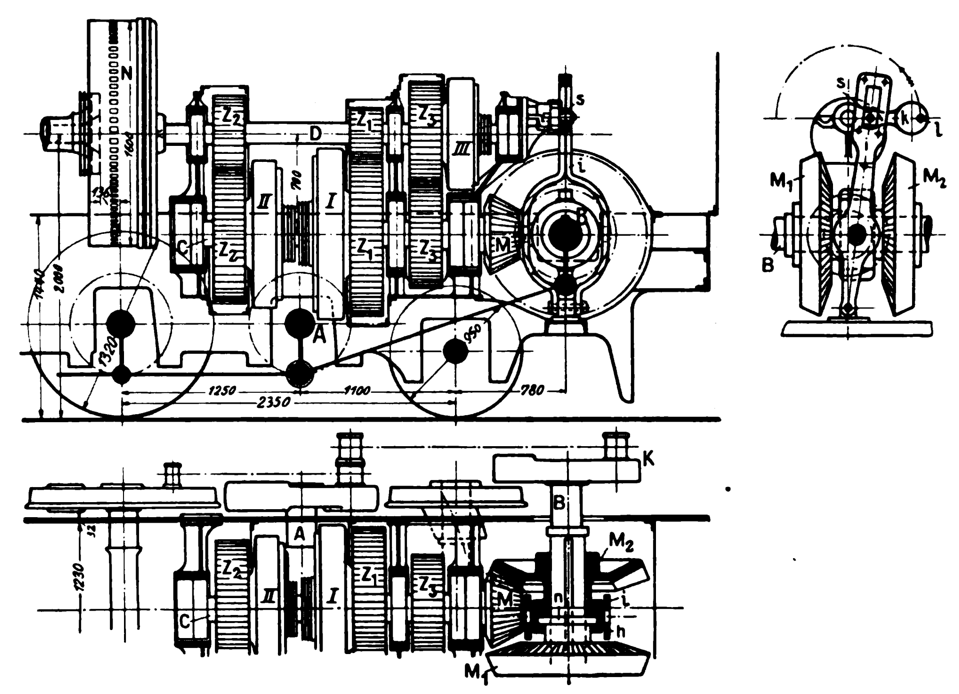



Abb. 2. Erster Entwurf eines Zahnradgetriebes mit Magnetkupplungen.

kupplung N, den Längswellen D und C, den Querwellen A und B, den Stirnräderpaaren $Z_1$, $Z_2$, $Z_3$, den elektromagnetischen Schaltkupplungen I, II, III und einem Kegelrad M, das abwechselnd mit den Kegelrädern $M_1$ und $M_2$ in Eingriff gebracht werden kann. Sämtliche Teile, außer den Magnetkupplungen, sind in einem Stahlgehäuse untergebracht, das im Lokomotivrahmen angeordnet ist. Die Wellen A, C und D laufen in Kugellagern. Der linke Teil der Hauptkupplung N ist bei diesem Entwurf mit dem Wellenflansch des Dieselmotors verbunden und dient gleichzeitig als Schwungrad. Der rechte Teil der Kupplung N ist auf der Welle D aufgekeilt, wie auch die Zahnräder $Z_1$ und $Z_2$, während das obere Zahnrad $Z_3$ auf der Welle D lose läuft und mit der linken Hälfte der Magnetkupplung III verbunden ist, deren rechte Hälfte ebenfalls auf der Welle D aufgekeilt ist. Die unteren Zahnräder $Z_1$ und $Z_2$ sitzen lose auf der Welle C, wobei das Zahnrad $Z_2$ mit der linken Hälfte der Kupplung II, das Zahnrad $Z_1$ mit der rechten Hälfte der Kupplung I verbunden ist. Die anderen Hälften der Kupplungen I und II sitzen fest auf der Welle C, ebenso wie das Kegelrad M. Die Kegelräder $M_1$ und $M_2$ können längs der Welle B auf Führungskeilen verschoben werden. Eine gemeinsame Verschiebung beider

Kegelräder wird dadurch erzielt, daß sie durch einen Ring h verbunden sind. Diese Bewegung der Kegelräder M wird begrenzt durch den Bund b, welcher in der Abbildung zu sehen ist. Der Lokomotivführer kann die Kegelräder $M_1$ und $M_2$ durch Verschiebung mittels des Hebels i in Eingriff mit dem Kegelrad M bringen, wodurch in einem Falle Vorwärts-, im anderen Falle Rückwärtsgang erreicht wird. Das Umschalten des Hebels i geschieht mittels einer Kulisse s und eines Gegengewichtes k, an dem ein Griff l vorgesehen ist.

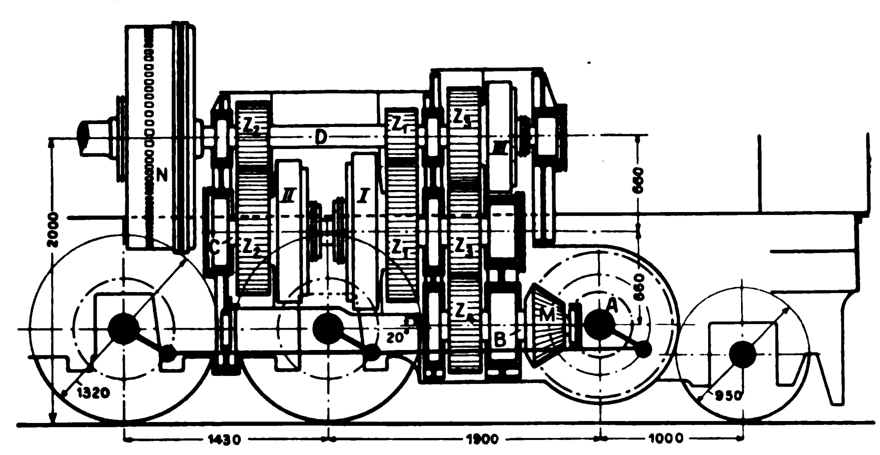


Abb. 3. Zweiter Entwurf eines Zahnradgetriebes mit Magnetkupplungen.

Die Welle B trägt an beiden Seiten Kurbeln K, deren Zapfen mittels Schubstangen mit den Zapfen einer Blindwelle A verbunden sind. Die Blindwelle ist mit den Treibrädern durch Kuppelstangen verbunden. Beim Anfahren wird das Gegengewicht k entsprechend dem Vorwärts- oder Rückwärtsgang umgelegt. Dann wird mittels der Kupplung I die kleinste Geschwindigkeit eingeschaltet mit der höchsten Übersetzungszahl $\nu = 8$. Bei einer verhältnismäßig niedrigen Drehzahl des Dieselmotors muß dann die Kupplung N eingeschaltet werden. Eine Beschleunigung des Zuges bis zu einer Geschwindigkeit, die der Übersetzungszahl $\nu = 8$ und der geringsten Drehzahl des Dieselmotors entspricht, bei der noch zuverlässige Zündungen möglich sind, wird auf diese Weise durch Gleiten der beiden Kupplungshälften N erreicht. Die weitere Beschleunigung des Zuges geschieht durch Erhöhung der Drehzahl des Dieselmotors. Genügt dies wegen des Streckenprofils nicht, so wird von der Kupplung I auf die Kupplung II umgeschaltet, d. h. auf die Übersetzungszahl $\nu_2 = 4{,}25$. Als dritte Übersetzungszahl wurde der Wert 2,25 gewählt.

Dieser Entwurf wurde mit Rücksicht auf die an das Getriebe zu stellende Forderung 3 verworfen, die in bezug auf den Vorwärts- und Rückwärtsgang nicht erfüllt ist. Eine ähnliche Bauart wurde auch von Schneider für die verschiebbaren Zahnräder angewandt*).

Später wurde der Entwurf des Zahnradgetriebes mit Magnetkupplungen wesentlich verbessert, und zwar wurden, wie aus Abb. 3 ersichtlich, die Schubstangen fortgelassen und statt der Querwelle B eine vierte Übertragungswelle eingefügt, die mittels Stirnrädern, welche mit dem Zahnrad $Z_3$ in Eingriff stehen, angetrieben wird.

Diese Entwürfe wurden von den deutschen Fabriken anfangs mit Bedenken aufgenommen. Die Firma F. Krupp A. G. wollte die Anfertigung der Zahnräder und des Getriebes nur dann übernehmen, wenn die Magnetkupplungen durch mechanische Kupplungen ersetzt würden. Erst nach einer genaueren Prüfung der magnetischen Kupplungen bei der Herstellerin, dem Magnetwerk Eisenach, erklärte die Firma Krupp die Verantwortung für die einwandfreie Arbeit des Getriebes übernehmen zu können. Die drei Stufen des neuen Getriebes sollten die Übersetzungszahlen $\nu = 7$, 4 und 2 erhalten. Ferner sollten die Zahnräder mit unbearbeiteten, aber nach einem besondern Kruppschen Verfahren gehärteten Zähnen versehen werden.

*) Z. des VDI, 1925, Seite 499 bis 504.

Das ausgeführte Stufengetriebe der russischen Diesel-Getriebelokomotive. Der Unterschied zwischen den ursprünglichen Entwürfen (Abb. 2 und 3) und der Anordnung des Stufengetriebes wie sie tatsächlich zur Ausführung kam, besteht erstens darin, daß der Rückwärtsgang nicht mittels des Getriebes, sondern durch Umsteuerung des Dieselmotors erreicht wird, zweitens, daß die Welle C um 90° versetzt ist, d. h. quer zur Lokomotive steht. Bei dieser Bauart verbindet der Kegeltrieb M nicht die Wellen B und C, sondern die Wellen D und C. Dadurch wurde es möglich, das Kegelrad unmittelbar auf eine Verlängerung der Dieselmotorwelle aufzusetzen und das von diesem empfindlichsten Getriebebauteil zu übertragende Drehmoment zu verringern.

Die Welle A ist, wie auch in den Abb. 2 und 3, bei der Diesel-Getriebelokomotive Nr. 005 mittels der Kurbeln K und Kuppelstangen mit den Treibrädern verbunden und läuft mit derselben Drehzahl. Sie wird von der Welle B durch das Zahnrad N angetrieben, welches eine Übersetzung $\nu_n = 2{,}5$ hat. Die Welle B macht demnach $n_b = \nu_n \cdot n_t$ Umdr./Sek. Die Welle C ist mittels der Kegelräder M und einer Hauptmagnetkupplung (in Abb. 4 nicht dargestellt) mit der Dieselmotorwelle verbunden. Ihre Drehzahl ist

$$n_c = \frac{n_d}{\nu_m},$$

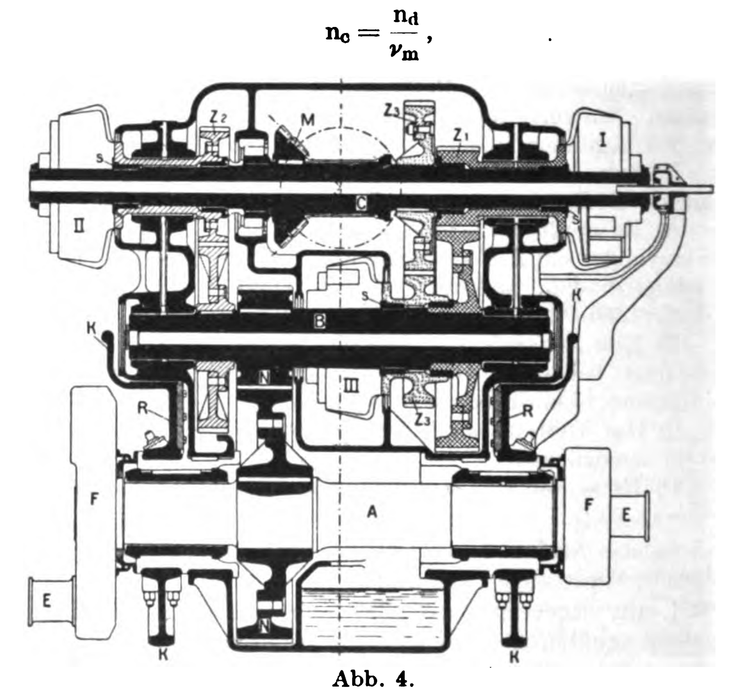


Abb. 4.
Stufengetriebe der russischen Dieselgetriebelokomotive Nr. 005.

worin $\nu_m = 1$ die Übersetzungszahl der Kegelräder ist. Beim Anfahren kann die Drehzahl $n_c$ infolge des Gleitens der beiden Kupplungshälften aufeinander bis auf Null sinken.

Die Verbindung zwischen den Wellen B und C wird vom Lokomotivführer mittels eines der Zahnräderpaare $Z_1$, $Z_2$ und $Z_3$ hergestellt, die mit Magnetkupplungen I, II und III ausgerüstet sind. Die Kupplungen I und II verbinden die Zahnräder $Z_1$ und $Z_2$ mit der Welle C, auf der sie lose laufen, während die Kupplung III das Zahnrad $Z_3$ mit der Welle B verbindet. Bei dieser Einrichtung bleiben die Zahnräder stets

im Eingriff. Die Übersetzungszahlen der Zahnräderpaare $Z_1$, $Z_2$ und $Z_3$ sind verschieden, sie sollen durch $\nu_1'$, $\nu_2'$ und $\nu_3'$, allgemein $\nu'$, bezeichnet werden. Beim Einschalten irgend eines Zahnradpaares ist

$$\nu' = \frac{n_c}{n_b} = \frac{n_d}{\nu_n . \nu_m\, n_t} = \frac{\nu}{\nu_n \nu_m}, \text{ da } \frac{n_d}{n_t} = \nu \text{ in Gl. 2 ist),}$$

oder in unserem Falle für $\nu_n = 2{,}5$, $\nu_m = 1$

$$\nu = 2{,}5\,\nu'.$$

Aus diesen Gleichungen folgt, daß die Welle B

$$n_b = \nu_n . n_t = \frac{2{,}5}{\nu}\, n_d$$

Umdr./Sek. macht. Das übertragene Drehmoment ist dann bei einer Leistung von $N = 1200$

$$M_b \sim \frac{11{,}9 . 1200}{2{,}5 . n_d}\, \nu = \frac{14000}{2{,}5 . n_d}\, \nu.$$

Das durch die Welle C übertragene Drehmoment ist

$$M_c = \frac{14000}{n_d},$$

woraus aus dem Höchstwert $\nu = 7$

$$\text{Max} \frac{M_b}{M_c} = 2{,}8$$

folgt. Mit anderen Worten, das Unterbringen des Kegelrades auf der Welle C statt auf der Welle B verringert das von ihr übertragene Drehmoment um das 2,8fache.

Beim Vergleich mit den in Abb. 2 und 3 dargestellten Übertragungen wird dieses Verhältnis noch größer. Bei der ersteren ist

$$\text{Max } M_m = 6800 \text{ kgm},$$

bei der zweiten

$$\text{Max } M_m = 1900 \text{ kgm}.$$

Ein zweiter Vorteil des ausgeführten Getriebes besteht darin, daß die Magnetkupplungen für die Besichtigung zugänglich sind. Außerdem sind ihre Abmessungen fast gleich, wenigstens können alle wesentlichen Teile ausgewechselt werden. Dies ist im Betrieb von größtem Vorteil, der allerdings durch einen recht hohen Preis erkauft ist. Um nämlich alle drei Schaltkupplungen gleich groß zu halten, müssen sie das gleiche Drehmoment

$$M = \frac{14000}{n}$$

übertragen, wozu sie im Betrieb mit der gleichen Drehzahl n laufen müssen. Dies führt dazu, daß die Zahnräder $Z_1$ und $Z_2$ bei Leerlauf mit sehr hoher Drehzahl umlaufen müssen.

Es sei beispielsweise die Kupplung III eingeschaltet, für die die Gesamtübersetzungszahl $\nu = \frac{n_d}{n_t} = 2$ ist. Die Welle B macht dann

$$n_b = \nu_n \frac{n_d}{2} = 1{,}25\, n_d$$

Umdrehungen, das auf der Welle C l o s e sitzende Zahnrad $Z_1$ macht

$$\frac{\nu_1' \nu_n n_d}{2} = \frac{\nu_1 n_d}{2}$$

Umdrehungen, d. h. bei $\nu_1 = 7$ und $n_d = 450$ i. d. Min. oder 1600 Umdr./Min. Diese hohen Geschwindigkeiten sind für die Abnutzung der Zahnräder natürlich ungünstig, so daß die Auswechselbarkeit der Hauptteile der drei Schaltkupplungen recht teuer erkauft ist.

Abb. 5 zeigt ein Lichtbild des Getriebes der Diesellokomotive Nr. 005, während Abb. 6 den Aufbau der Lokomotive zeigt. Die Anordnung des Dieselmotors, der Übertragung und der Räder ist auf diesem Bilde gut zu sehen.

E r f a h r u n g e n d e s z w e i j ä h r i g e n B e t r i e b e s. In der vorhergehenden Beschreibung sind die Kupplungen und deren Schaltungsanordnung fortgelassen worden, da deren Bauart vom eisenbahntechnischen Standpunkt aus betrachtet minder, wichtig ist. Diese Kupplungen können auch als mechanische, als Flüssigkeits- oder Druckluftkupplungen ausgebildet sein. Der Verfasser entschied sich seinerzeit für Magnetkupplungen, obwohl für diese auf der Lokomotive eine elektrische Einrichtung aufgestellt werden muß, hauptsächlich aus dem Grunde, weil sie die zuverlässigsten zu sein schienen. Dies hatte den Vorteil, daß man sich mit den Kupplungen weniger zu befassen brauchte und als die Hauptaufgabe des Versuchs die Möglichkeit der Verwendung eines Stufengetriebes für eine Güterzuglokomotive betrachten konnte.

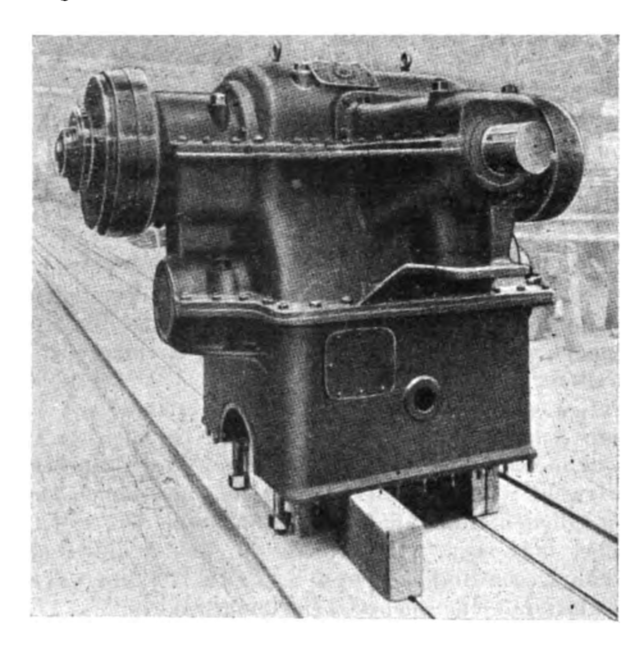


Abb. 5. Getriebe der Diesellokomotive Nr. 005.

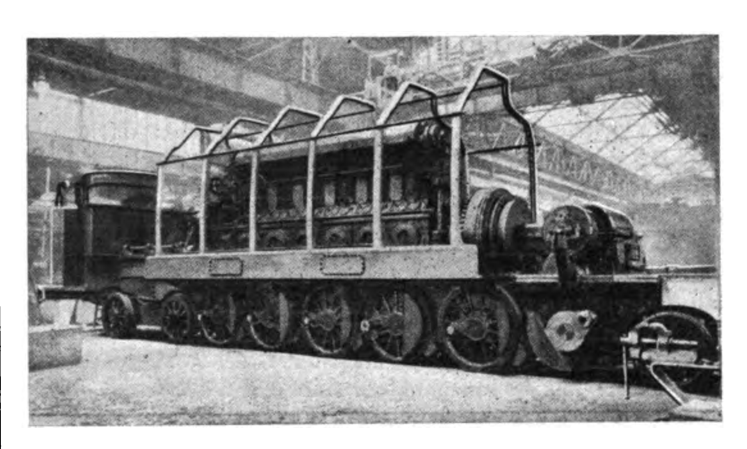


Abb. 6. Diesellokomotive Nr. 005 beim Zusammenbau.

Von diesem Standpunkte aus werden wir auch diejenigen Erfahrungen prüfen, die der zweijährige Betrieb der Diesel-Getriebelokomotive Nr. 005 uns bereits gab.

Zunächst ist hervorzuheben, daß die Rangierfähigkeit, das Ziehen schwerer Züge in Grenzsteigungen, der Brennstoffverbrauch und der Verschleißwiderstand der Zahnräder nichts zu wünschen übrig lassen. Die Zugkraft beim Anfahren in der Steigung erreichte vielfach 25 t, was bei dem Entwurf nicht vorgesehen war und im Güterzugdienst außerordentlich wertvoll ist. Die erste Ausführung der Übertragung erwies sich jedoch solchen Beanspruchungen nicht gewachsen. Bei einer der ersten Fahrten auf deutscher Strecke verschoben sich die Kurbeln auf der Blindwelle und es mußte daher die Blindwelle durch eine stärkere ersetzt, und der Druck beim Aufziehen der Kurbeln bis 180 t gesteigert werden.

Die ersten Versuchsfahrten zeigten gleich auch einen anderen ernsten Mangel dieser Übertragung, nämlich die

falsche Wahl der Übersetzungszahlen 7, 4, 2. Wir nahmen bei dem Entwurf an, daß die erste Stufe ($\nu_1 = 7$; $V_{max} = 16{,}5$) nur zum Anfahren bei der größten Zylinderfüllung des Motors ($p_i = 10$ at) sowie zum Fahren in langen Steigungen benutzt werden sollte. Nun erwies sich aber die kritische Drehzahl des Dieselmotors mit der Übertragung geringer als die errechnete, und zwar 6,5 Umdr./Sek. statt 7,8. Infolgedessen sank die Höchstgeschwindigkeit der ersten Stufe auf 14,3 km/h. Tatsächlich mußte sie aus Vorsicht noch weiter von der kritischen Drehzahl entfernt werden und betrug daher nur 12,5 bis 13 km/h, was für den Güterzugverkehr bei den heutigen Verhältnissen etwas wenig ist.

Ein zweiter, und zwar der wichtigste Fehler dieses Entwurfes besteht darin, daß das Anfahren jeder Diesellokomotive, insbesondere einer Diesel-Getriebelokomotive nicht bei der höchsten, sondern bei einer recht geringen Zylinderfüllung geschieht ($p_i \simeq 4$ at). Schaltet man beim Anfahren die Hauptkupplung ein, d. h. belastet man den Dieselmotor, so sinkt seine Drehzahl rasch. Ist diese anfängliche Drehzahl hoch, so ist das Sinken der Drehzahl nicht weiter gefährlich, der Motor läuft weiter, der Lokomotivführer kann die Füllung allmählich steigern. Ist aber die anfängliche Drehzahl des Motors gering, so kann der Motor bei weiterer plötzlicher Verringerung der Drehzahl stehenbleiben, was auch tatsächlich bei der Lokomotive Nr. 005 geschah. Außerdem fährt die Lokomotive bei höchster Füllung und sehr niedriger Drehzahl ruckweise an, was natürlich recht unerwünscht ist. Um ein Anfahren bei einer hohen Drehzahl zu ermöglichen, muß die Übersetzungszahl der ersten Stufe möglichst hoch sein, etwa 10 bis 15, was in unserem Falle einer Fahrtgeschwindigkeit von V = 7 bis 10 km/h entspricht. Es ist klar, daß eine solche Übersetzungszahl für das Befahren in Steigungen unbrauchbar ist. Hieraus folgt, daß die erste Stufe des Stufengetriebes lediglich zum Anfahren dienen muß, während die zweite Stufe zum Fahren in Steigungen benutzt werden soll. Hierin hat Dobrowolski*) vollkommen Recht. Für die Lokomotive Nr. 005 würden wir jetzt $\nu_1 = 15$, $\nu_2 = 5{,}5$ und $\nu_3 = 2$ wählen.

Ein dritter Fehler unseres Entwurfes besteht darin, daß entgegen der an das Getriebe zu stellenden Forderung 7, bei eingeschalteter dritter Stufe für die Zahnräder der ersten Stufe eine übermäßige Drehzahl zugelassen ist. Wie die zweijährige Erfahrung zeigt, ist infolgedessen eine lange Fahrtdauer mit dem dritten Gang gänzlich unmöglich, da die Zahnräder des ersten Ganges und insbesondere die Schaltkupplungen sich stark erhitzen. Wenn die Lokomotive lediglich mit ein bis zwei Wagen mit höchster Geschwindigkeit fährt, muß alle 50 bis 60 km gehalten und die erste Stufe gekühlt werden. Das Außerachtlassen der Forderung 7 ist daher ein recht wesentlicher Fehler. Bei zukünftigen Lokomotiven dürften die Kupplungen und Zahnräder nicht mit höheren Drehzahlen umlaufen, als die Übertragungswellen.

Ein vierter Mangel, der der Lokomotive zur Last gelegt wird, besteht darin, daß beim Übergang von einer Stufe zur anderen die Zugkraft durch den Nullwert durchgeht. Der Verfasser kann diesen Mangel jedoch nicht anerkennen. Beim Schleudern von Dampflokomotiven in Steigungen schließt der Lokomotivführer häufig den Regler auf einige Sekunden, d. h. er hebt die Zugkraft auf, und niemand findet hierin etwas Gefährliches. Der Mangel besteht nicht in dem Durchgang der Zugkraft durch den Nullwert beim Umschalten von einer Stufe auf eine andere, sondern darin, daß dieses Umschalten zu langsam geschieht, es erfordert etwa 17 Sekunden. Dies ist tatsächlich zu lange und von diesem Standpunkte aus betrachtet muß die Bauart der Magnetkupplungen dieser Lokomotiven als unbefriedigend anerkannt werden. Indes ist die Möglichkeit, die Magnetkupplungen zu verbessern, gegeben. Es können aber auch andere Kupplungsarten erprobt werden.

*) Z. des VDI, 1927, Seite 962.

Es ist möglich, eine Übertragung zu bauen, die beim Umschalten nicht eine Kraftunterbrechung herbeiführt*), aber solche Getriebe sind sehr schwer, so daß ihre Zweckmäßigkeit für Diesellokomotiven sehr anzuzweifeln wäre.

Jedenfalls hat die Lokomotive Nr. 005 ihre Hauptaufgabe bereits erfüllt. Sogar trotz der nicht völlig gelungenen Bauart des Stufengetriebes ist durch den Betrieb bewiesen worden, daß grundsätzlich ein Stufengetriebe auf Lokomotiven normaler Leistung verwendbar ist. Die Bauart der Kupplungen ist eine Frage zweiter Ordnung. Jetzt, nachdem das Stufengetriebe als solches sich durchgesetzt hat, könnte man sich auch mit der Kupplungsfrage eingehender befassen.

Versuchsergebnisse. Wie bekannt**), wurde die Lokomotive Nr. 005 auf dem russischen Prüfstand in Düsseldorf einer wissenschaftlichen Untersuchung unterworfen, dann auf deutschen Strecken im Betrieb erprobt. Aus den Ergebnissen dieser Versuche, sowie der vorläufigen Erprobung des Dieselmotors auf dem Prüfstande der MAN kann man sich ein klares Bild über den Wirkungsgrad des Stufengetriebes

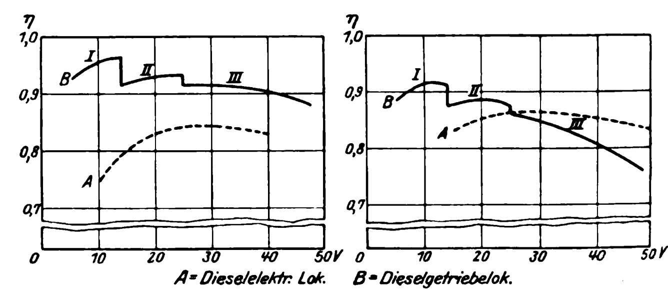



Abb. 7. $p_i = 9$. Abb, 8. $p_i = 6{,}5$.
Auf der Abszissenachse sind die Geschwindigkeiten V in km/Std. angegeben.

machen. Bei den Motorversuchen wurde der stündliche Brennstoffverbrauch C des Motors und seine Leistung $N_D$ an der Welle, bei unveränderlichen Werten des mittleren indizierten Druckes $p_i$ und der Drehzahl $n_d$ festgestellt. Bei der Erprobung der Lokomotive wurden bei unveränderlichen Werten von $p_i$ und $n_d$ die Leistung am Umfange der Treibräder $N_T$ und der Brennstoffverbrauch des Hauptmotors $C_D$ und des Hilfsmotors $C_H$ gemessen. Wählt man aus diesen beiden Versuchsgruppen diejenigen Werte von $N_D$ und $N_T$, welche den gleichen Werten von C, Z und $p_i$ entsprechen, so kann man die Wirkungsgradkurven der Übertragung

$$\eta_n = \frac{N_T}{N_D} \text{ ***)}$$

aufzeichnen. Ähnliche Kurven sind bereits für die erste russische dieselelektrische Lokomotive Nr. 001 aufgezeichnet worden, die im Jahre 1924 in Eßlingen fertiggestellt worden ist.

Die Abb. 7 und 8 zeigen eine Gegenüberstellung dieser Kurven. Die ausgezogenen Kurven beziehen sich auf das Stufengetriebe, die punktierten auf die elektrische Übertragung. Die römischen Zahlen bezeichnen die Stufen. Wir sehen aus Abb. 7, die für die höchste Belastung des Dieselmotors gilt, daß unter diesen Verhältnissen der Wirkungsgrad des Stufengetriebes, wie auch von der Firma Krupp beim Entwurf angenommen, 0,90 bis 0,96 beträgt und fast unab-

*) Engineering 1928 I., Seite 444 bis 445.

**) Z. des VDI 1927, Seiten 873 bis 878, 959 bis 962. Organ 1926, S. 193.

***) Diese Gleichung gilt nur ohne Antrieb von Hilfsmechanismen vom Hauptdieselmotor, was auch für die Lokomotive Nr. 005 bis zur Entfernung des Hilfsmotors zutraf.

hängig von der Geschwindigkeit ist. Bei mittleren Belastungen des Dieselmotors (Abb. 8) sinkt der Wirkungsgrad des Stufengetriebes rasch mit wachsender Geschwindigkeit. Besonders stark kommt diese Erscheinung bei der dritten Stufe zur Geltung: sie ist hier die Folge der übermäßigen Geschwindigkeit der Zahnräder der ersten Stufe, was bereits erwähnt wurde.

Im Ergebnis muß zugegeben werden, daß bei geringen Geschwindigkeiten und hohen Belastungen, d. h. in Steigungen, das Stufengetriebe der Lokomotive Nr. 005 hervorragend arbeitet. Bei hohen Geschwindigkeiten dagegen und geringen Belastungen läßt das Getriebe infolge des bereits erwähnten Konstruktionsfehlers zu wünschen übrig.

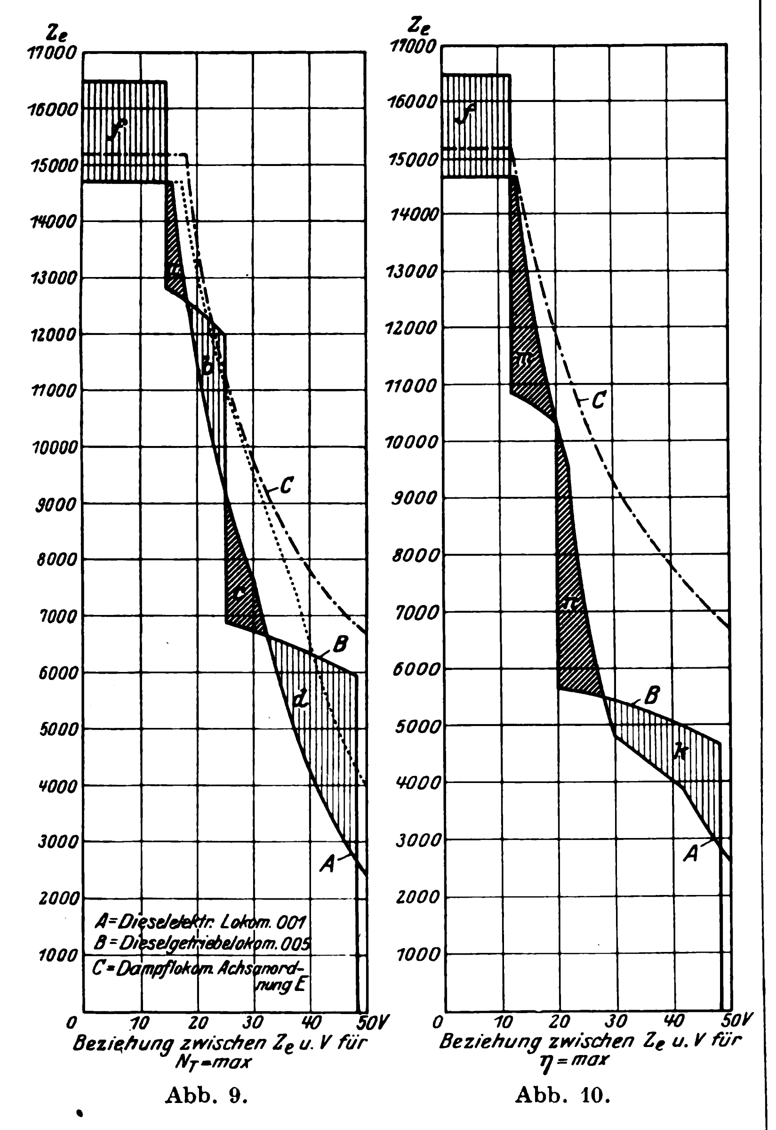



Abb. 9. Abb. 10.

Bemerkenswert ist, daß die elektrische Übertragung gerade in Steigungen, wo die größte Stromstärke bei verhältnismäßig geringer Spannung auftritt, den geringsten Wirkungsgrad hat ($\eta_n$=0,75 bis 0,80). Dadurch erklärt sich, daß die Diesel-Getriebelokomotive in Steigungen etwa 15 bis 20% weniger Brennstoff verbraucht als die dieselelektrische Lokomotive. Bei hohen Geschwindigkeiten und verhältnismäßig geringen Belastungen wird der Wirkungsgrad der elektrischen Übertragung höher als des Stufengetriebes. Fortlaufende Betriebsmessungen ergaben, daß im Durchschnitt die Diesel-Getriebelokomotive Nr. 005 um etwa 9% weniger Brennstoff verbraucht, als die dieselelektrische Lokomotive Nr. 001.

Vergleich der Diesellokomotiven Nr. 001 und 005. Dieser Vergleich gehört eigentlich nicht in diesen Aufsatz, ist aber so interessant, daß wenigstens seine Hauptergebnisse mitgeteilt werden sollen. Der Vergleich beider Lokomotiven wurde durchgeführt erstens bei gleichem $N_T$, zweitens bei gleichen Höchstleistungen

$$N_T = \max \qquad 1)$$

und bei höchstem Wirkungsgrad der gesamten Lokomotive

$$\eta = \max \qquad 2)$$

Im wirklichen Eisenbahnbetrieb schwanken die Betriebsverhältnisse zwischen diesen beiden Bedingungen. Es ist klar, daß der technische Vergleich der Lokomotiven bei gleichen $N_T$ durch den Vergleich der $\eta$-Werte erschöpft ist, da die $Z_T$-Kurven in diesem Falle zusammenfallen und eine gleichseitige Hyperbel darstellen. Unter den Bedingungen 1) und 2)

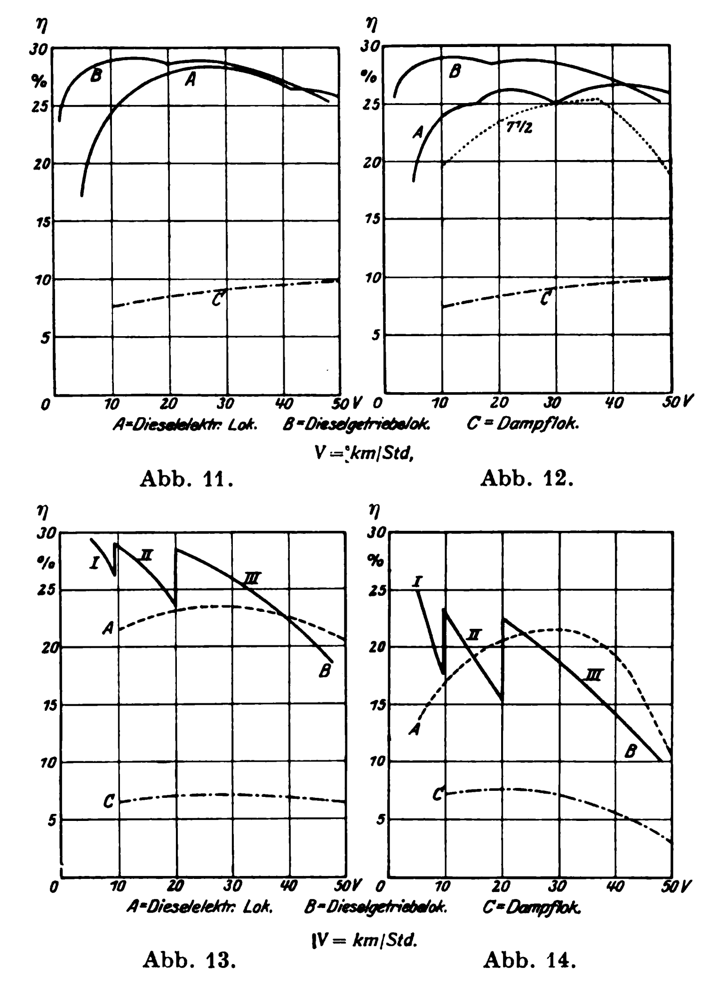



Abb. 11. Abb. 12.

Abb. 13. Abb. 14.

muß der Vergleich nach Leistung und Zugkraft durchgeführt werden.

Abb. 9 und 10 zeigen die Kurven der Zugkraft unter diesen Verhältnissen für die Diesellokomotive Nr. 001 (Kurve A) und Nr. 005 (B) und die russischen in Deutschland erbauten E-Heißdampflokomotiven (Kurve C). In diesen Abbildungen, sind die Kurven für die Diesel-Getriebelokomotive Nr. 005 sowie auch für die dieselelektrische Lokomotive Nr. 001 für $n_d=5\frac{1}{2}$ durch ausgezogene Linien dargestellt, für die Lokomotive Nr. 001 für $n_d=7\frac{1}{2}$ punktiert und für die E-Dampflokomotive strichpunktiert. Für Dampflokomotiven wurde bei dem Höchstwert von $n_d$ 40 kg Dampf für 1 m² Heizfläche angenommen, was deren höchster Beanspruchung auf den russischen Bahnen entspricht. Außerdem sind in den Abb. 9 und 10 die Gebiete, wo die Zugkraft der Diesel-Getriebelokomotive geringer ist als der dieselelektrischen schwarz angelegt (a, c, m, n), und wo die Diesel-Getriebelokomotive eine höhere Zugkraft und Leistung ergibt, schraffiert (f, b, d, k). Wir sehen aus den Abb. 10 und 11, daß bei hoher Geschwindigkeit, die im Güterzugverkehr

nicht so wichtig ist, die Diesel-Getriebelokomotive wesentlich stärker ist. Sie ist auch bei V = 17 bis 25 (Fläche b) stärker, aber dafür schwächer bei Geschwindigkeiten von 14 bis 17 (Fläche a), was wesentlich unangenehmer ist, da dies die üblichen Geschwindigkeiten in Steigungen sind. Das ist die bereits erwähnte Folge der falschen Wahl von $\nu$.

In den Abb. 11 und 12 sind die Kurven für $\eta$ für die Bedingungen 1) und 2) aufgetragen. Wir sehen, daß bei höchster Beanspruchung der Lokomotiven Nr. 001 und Nr. 005 die zweite einen höheren Wirkungsgrad hat (27 bis 28% statt 25 bis 26%). Bei für den Wert von $\eta$ ungünstigster Regelung beider Lokomotiven ergibt sich dieser Vorteil nur bei $V < 20$. Die Abb. 13 und 14 zeigen diejenigen Verhältnisse, bei denen die Lokomotiven nur einen geringen Teil ihrer Leistung entwickeln. Wie zu erwarten war, ist der Wirkungsgrad der Diesel-Getriebelokomotive bei $N_T = 200$ und $V > 24$ km/h wesentlich geringer als der der dieselelektrischen Lokomotive. Dafür ist der Wirkungsgrad der Diesel-Getriebelokomotive um 15 bis 20% höher als der der dieselelektrischen bei schwerem Güterzugdienst auf Strecken mit voll ausgenutzter Leistungsfähigkeit, wo in Steigungen mit der höchstmöglichen Geschwindigkeit gefahren werden muß (Abb. 11). Diese Tatsache wurde auch bei den Vergleichsfahrten beider Lokomotiven nach dem Kaukasus im Sommer 1927*) festgestellt.

*) Z. d. VDI 1928, Seite 90 bis 91.

# Aus amtlichen Erlassen.

## Vorläufige Vorschriften für die Umgrenzung des lichten Raumes für Normalspurbahnen*).

Nach einem Beschluß des Internationalen Eisenbahnverbandes soll vom 1. Januar 1931 an das Wagenbegrenzungsprofil der Transitwagen in einer Höhe von 430 bis 3245 mm über Schienenoberkante von 3100 auf 3150 mm verbreitert werden. Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat aus diesem Grunde vor kurzem vorläufige Vorschriften herausgegeben,

Abb. 1. Normalspurbahnen.

——— Wagenbegrenzungslinie des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen im Stillstand bei der Mittelstellung im geraden Gleis.
– – – – Spielraumlinie für Bögen von 250 m Halbmesser.

in denen die dadurch bedingten Maße für die Umgrenzung des lichten Raumes festgelegt sind. Nach den Bestimmungen der Bau- und Betriebsordnung hatte zwar schon bisher das Umgrenzungsprofil für Fahrzeuge eine Breite von 3150 mm. Diese mußte jedoch nach diesen Bestimmungen derart eingeschränkt werden, daß die Fahrzeuge Krümmungen von 180 m anstandslos befahren konnten. Künftig sollen die Breitenmaße der Wagen derart eingeschränkt werden, daß kein Teil des Wagens bei dessen ungünstigster Stellung in einem Gleisbogen von 250 m Halbmesser und bei einer Spur-

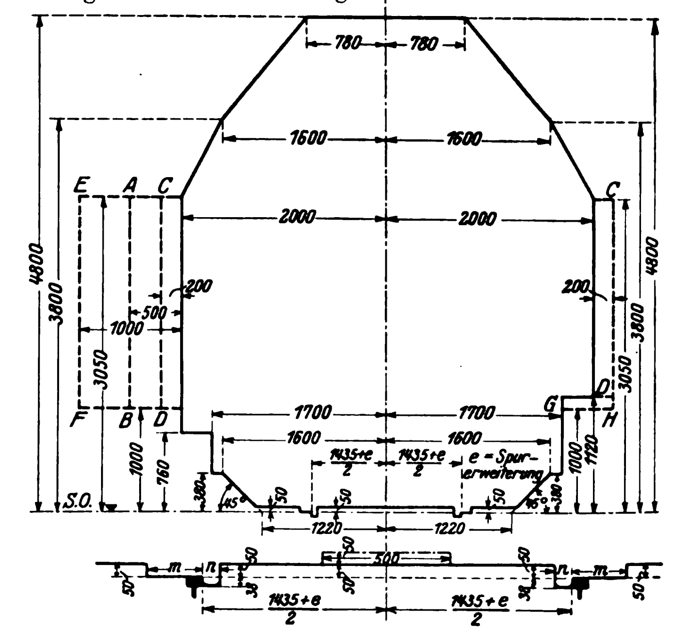
*) Hierzu sind im Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn Berlin „Erläuterungen" von Dr. Ing. O. Kommerell erschienen.

Normalspurbahnen.

**Regellichtraum**

für gerade Strecken und für Bögen herab bis auf 250 m Halbmesser

| bei der freien Strecke und den durchgehenden Hauptgleisen und sonstigen Ein- und Ausfahrgleisen der Personenzüge | bei den übrigen Gleisen |
|---|---|




$AB$ für die freie Strecke mit Ausnahme der Kunstbauten.
$CD$ für die Bahnhöfe und die Kunstbauten der freien Strecke.
$EF$ für feste Gegenstände auf Personenbahnsteigen (Säulen u. dgl.)

Seitenrampen dürfen nicht höher als 1100 mm und, wenn sie auch zur Verladung von Mannschaften benutzt werden müssen, nicht höher als 1000 mm über Schienenoberkante sein (Linie $GH$).

—·—·—·— nur für Zahnstangenbahnen zulässige Einschränkung (auch für Bögen).

$m$ = 135 mm für die mit der Fahrschiene fest verbundenen Gegenstände, im übrigen mindestens 150 mm.

$n$ = 41 mm für alle Einrichtungen, die das Rad an seiner Innenseite führen sollen (Zwangsschienen usw.), im übrigen (mit Ausnahme der Weichen) mindestens 70 mm.

Die Maße $m$ und $n$ sind Mindestmaße. Sie sind in derselben Tiefe zu messen, in der die Spurweite gemessen wird.

Das Maß $m$ gilt auch für Bögen; das Maß $n$ ist in Bögen so zu vergrößern, daß die Spurkränze anstandslos durchrollen können.

Die Schienen dürfen den Radreifen angepaßte, geneigte Seitenflächen haben. Die 38 mm unter SO liegenden Ecken des freien Raums dürfen erforderlichenfalls mit Halbmessern nicht über 12 mm abgerundet werden. Die Tiefe von 38 mm muß bei stärkster Abnutzung der Schienen voll vorhanden sein.

Maße in mm

Abb. 2.

weite von 1465 mm die Spielraumlinie überragt (s. Abb. 1). In Bögen mit Halbmessern unter 250 m müssen die Breitenmaße der Umgrenzung des lichten Raumes (Regellichtraum s. Abb. 2) entsprechend vergrößert werden (s. Zusammenstellung 2). In Bögen über 250 m Halbmesser und in Geraden dürfen, wenn notwendig die Breitenmaße des Regellichtraums dem Halbmesser entsprechend vermindert werden (s. Zusammenstellung 1). Wenn durch „besondere Vorkehrungen" z. B. durch Rammen von Pfählen vor einzelnen Schwellenköpfen, besondere Betonkörper oder dergl. dafür gesorgt ist, daß sich der vorgeschriebene Abstand der Gleise von den in Frage kommenden Hindernissen nicht verringern kann, so ist

Zusammenstellung 1.

Zulässige **Verminderungen v** der halben Breiten des Regellichtraums nach Abb. 1 in der Geraden und in Bögen mit Halbmessern über 250 m in dem Bereich 380 mm und mehr über Schienenoberkante.

| Bogenhalbmesser r in mm | Zulässige Verminderung der halben Breite an der | |
|---|---|---|
| | Bogen**innen**seite $v_i$ mm | Bogen**außen**seite $v_a$ mm |
| Gerade (r = ∞) | 25 | 25 |
| $\geqq$ 1550 | 40 | 25 |
| 1499 bis 700 | 30 | 20 |
| 699 „ 600 | 25 | 15 |
| 599 „ 500 | 20 | 10 |
| 499 „ 400 | 15 | 10 |
| 399 „ 350 | 10 | 5 |
| 349 „ 251 | 0 | 0 |

Zusammenstellung 2.

Erforderliche **Vergrößerung e** der halben Breiten des Regellichtraums nach Abb. 1 in Bögen mit Halbmessern unter 250 m.

| Bogenhalbmesser r in mm | Erforderliche Vergrößerung der halben Breite an der | |
|---|---|---|
| | Bogen**innen**seite $e_i$ mm | Bogen**außen**seite $e_a$ mm |
| 250 | 0 | 0 |
| 225 | 20 | 30 |
| 200 | 50 | 60 |
| 180 | 80 | 90 |
| 150 | 130 | 160 |
| 120 | 330 | 350 |
| 100 | 530 | 550 |

Bei Zwischenwerten ist geradlinig einzuschalten.

Zusammenstellung 3.

| Bereich über Schienenoberkante mm | Verminderung der halben Lichtraumbreite mm | Bemerkungen |
|---|---|---|
| 0 bis 380 | 30 | — |
| 380 bis 760 / 1120 | 25 | In diesem Bereich darf die halbe Lichtraumbreite keinesfalls kleiner als 1650 mm sein. |
| 760 / 1120 bis 4800 | 30 | — |

eine Verminderung der nach den Zusammenstellungen 1 und 2 berechneten halben Lichtraumbreiten zulässig in folgender Größe (Zusammenstellung 3). (Diese Bedingung muß mindestens auf 30 m Länge zu beiden Seiten des Hindernisses erfüllt sein.)

In der Vorschrift sind für verschiedene Halbmesser von 100 bis 1500 m die erforderlichen Lichtraumbreitenmaße in 28 Blättern zusammengestellt. Auf 14 Blättern ist die Umgrenzung des lichten Raumes bei der Geraden und in verschiedenen Bögen für die freie Strecke, die durchgehenden Hauptgleise und sonstigen Ein- und Ausfahrgleise der Personenzüge dargestellt. Auf den übrigen 14 Blättern findet sich die Umgrenzung des lichten Raumes in gleicher Weise für die übrigen Gleise.

Die Vorschrift, die auch für Anschlußgleise gültig ist, erläutert weiter die einschlägigen Bestimmungen über die Gleisabstände auf der freien Strecke und in Bahnhöfen und die zwischen zusammenlaufenden Gleisen anzubringenden Merkzeichen. Sie ist in ihrer Ausführlichkeit und Übersichtlichkeit ein guter Behelf für die durch den eingangs erwähnten Beschluß erforderliche und von der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft bereits angeordnete Nachprüfung der Umgrenzung des lichten Raumes. D.

## Durchschnittswerte für die Lebensdauer der einzelnen Brückenteile und für ihren Anteil an der jährlichen Unterhaltungslast der Brücken.

Die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft hat als Durchschnittswerte für die Lebensdauer der einzelnen Brückenteile und für ihren Anteil an der jährlichen Unterhaltungslast der Brücken folgende Zahlen bekanntgegeben:

| | Lebensdauer in Jahren | Jährliche Unterhaltungskosten in Prozenten des Beschaffungswertes der einzelnen Bauteile |
|---|---|---|
| Widerlager | 90 | 0,6 |
| Eiserne Überbauten | 60 | 1,4 |
| Bohlenbelag | | |
| a) Eiche | 17,5 | 5,0 |
| b) Kiefer | 10,5 | 6,4 |
| Brückenbalken | | |
| a) Eiche | 19,5 | 4,0 |
| b) Kiefer | 14,0 | 6,0 |
| Warzenbleche | 25 | 4,0 |

D.

## Straßenbrücken — Din 1072.

Mir Verfügung vom 28. Juni 1928 hat die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft die Bestimmungen des vom Deutschen Normenausschuß aufgestellten Normblattes Din 1072 — Straßenbrücken — Belastungsannahmen und ein Beiblatt mit Erläuterungen (erschienen im Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin S 14), das mit dem Normblatt Din 1073 — Berechnungsgrundlagen für eiserne Straßenbrücken ein einheitliches Ganzes bildet, für den Verwaltungsbereich der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in Kraft gesetzt. D.

# Persönliches.

Die Technische Hochschule in Breslau hat Herrn Geh. Baurat Bräuning „wegen seiner großen, sein Lebenswerk ausmachenden Verdienste um den Ausbau der wirtschaftlichen Grundlagen des Eisenbahnoberbaus“ zum Dr.Ing. E. h. ernannt.

Mit dieser Ehrung hat die Technische Hochschule eine Dankesschuld abgetragen, die diesem durch seine gründliche Forschungsarbeit auf dem Gebiete des Oberbaus allenthalben bekannten Fachmanne in vollem Umfange gebührt. Seine im Jahre 1920 erschienene Schrift „Die Grundlagen des Gleisbaues“ die gleichsam als Ergebnis seiner Tätigkeit von seinem Können beredt Zeugnis ablegt, gehört unter den Werken über Oberbau mit an die erste Stelle.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Brückenverstärkungen bei der Deutschen Reichsbahn.

Die Dyckerhoff und Widmann A.-G. hat in den letzten Jahren einige bemerkenswerte Verstärkungen an Wölbbrücken und an Pfeilern eiserner Brücken ausgeführt, über die im „Bauingenieur“ 1928, Heft 17 berichtet wird.

Zwei Viaduktbrücken der Strecke Nürnberg—Eger wurden durch Ummantelung und Unterwölbung in Eisenbeton ähnlich dem von Wayß und Freytag an der Strecke Landshut—Regensburg angewendeten Verfahren wiederhergestellt. Besondere Sorgfalt wurde hier auf die wasserdichte Abdeckung verwendet, die aus einer Eisenbetonplatte mit doppelter Ruberoidlage besteht.

Pfahlrammung während des Aufenthalts eines Zuges auf der Lahnbrücke bei Wetzlar.

Die Schutzschichte ist als Betonplattenlage auf Sandbettung ausgeführt. Die Arbeiten erfolgten im Dreischichtenbetrieb.

Zwei kleine Bogenbrücken an der Strecke München—Augsburg wurden ebenfalls unterwölbt, wobei jedoch auch die Fundamente verstärkt werden mußten. Dies geschah unter Verwendung von Betonbohrpfählen, System Strauß, die sich gerade für diesen Zweck besonders eignen. Die Gründungstiefe betrug 4,0 bis 6,8 m, die Pfahlbelastung 25 t.

Bei einer längeren Bogenbrücke mit drei Öffnungen auf der gleichen Bahnlinie mußten die stark verwitterten Backsteingewölbe durch Betoneisenüberbauten ersetzt und die Fundamente ebenfalls mit Straußpfählen verstärkt werden.

Besonderes Interesse verdient eine Pfeilerverstärkung an der Bahnbrücke über die Lahn bei Wetzlar an der Strecke Gießen—Koblenz. Die Schwierigkeit bestand hier darin, daß zur Aufrechterhaltung des Betriebes die alten Eisenüberbauten auf Pfahlböcke abgestützt werden mußten und daß auch das Rammen dieser Pfähle ohne Unterbrechung des Betriebes erfolgen mußte. Nur mit Hilfe einer besonders hierzu entworfenen Rammeinrichtung war diese Ausführungsweise möglich (siehe Abb.). Die 26 cm starken und 7 m langen Pfähle wurden mit einem neuartigen 2300 kg schweren Pfahlhammer mit 225 Schlägen in der Minute und 360 kg Bärgewicht eingerammt. Dieser Pfahlhammer war freihängend an einem Portalkran angebracht und erhielt seine Antriebskraft von einer Lokomobile, die auf einem Ponton aufgestellt war. Außerhalb der Brücke konnten die Pfähle jederzeit, innerhalb derselben nur in den Zugspausen gerammt werden. Nach dem Abfangen der alten Eisenüberbauten wurden die Pfeilerköpfe abgetragen und neu aufbetoniert. Sp.

(„Der Bauing.“ April 1928.)

### Ein Wagen zum Aufsuchen von Querrissen in Eisenbahnschienen.

Die amerikanischen Eisenbahnen klagen seit einiger Zeit über die zunehmende Zahl von Schienenbrüchen. Es hängt dies vermutlich damit zusammen, daß die Erneuerung und Verstärkung des Oberbaus mit dem steigenden Gewicht der Betriebsmittel nicht Schritt halten kann. Um die Betriebsgefahren zu beseitigen, die die Folge von Schienenbrüchen sein können, ist es nötig, die Haarrisse festzustellen, aus denen sich Brüche entwickeln können. Hierzu werden seit längerer Zeit Versuche gemacht, sie haben aber erst in der letzten Zeit zu einem brauchbaren Ergebnis geführt. Ein ziemlich rohes Verfahren bestand darin, die Unterseite des Schienenkopfs mit Hilfe eines Spiegels abzusuchen, doch wurden dabei nur Risse sichtbar, die bis an die Außenfläche reichen und sich hier durch einen Roststreifen bemerkbar machen. Etwas feiner war schon ein Verfahren, bei dem sich ein magnetisches Feld, die Schiene umhüllend, entlang dem Gleis bewegt, doch waren die Ergebnisse noch zu unsicher; die Vorrichtung sprach auch auf äußere Schäden der Schiene an, und man hatte keine Gewähr dafür, daß nicht neben einem solchen noch ein Riß vorhanden war, der zu einem Bruch führen konnte.

Das nach einem Bericht in Engineering News-Record von dem amerikanischen Fachmann E. A. Sperry entwickelte Verfahren besteht darin, den Übergangswiderstand gegen elektrischen Strom an Stellen, wo im Innern des Schienenkopfs der Zusammenhang unterbrochen ist, zur Ermittlung von Rissen zu verwenden. Bei Versuchen zeigte sich, daß eine Vorrichtung nach dem Vorschlag von Sperry schon ansprach, wenn der Riß 2 v. H. der Fläche des Schienenkopfes einnahm. Gegenversuche ergaben, daß die Nadel des mit der Vorrichtung in Verbindung stehenden Galvanometers unbeeinflußt blieb, wenn die Schiene im Innern gesund war; Schienen, bei denen die Galvanometernadel nicht ausschlug, wurden unter einem Dampfhammer in kurze Stücke zerschlagen, und die Stücke zeigten allenthalben eine einwandfreie Bruchfläche. Der die Vorrichtung bedienende Techniker bekam im Laufe der Zeit solche Gewandheit und Erfahrung, daß er die Größe und den Ort eines Risses aus dem Verhalten der Anzeigevorrichtung erkennen konnte. Diese sprach bereits bei ganz geringen Rissen an. Der Schienenquerschnitt, in dem ein Riß vermutet wurde, wurde angebohrt, und in dieses Bohrloch wurde eine ätzende Flüssigkeit, vermutlich Salzsäure, eingepreßt, von der man annahm, daß sie Spuren auf der Oberfläche des Risses hinterlassen würde. Wenn dann die Schiene zerbrochen wurde, zeigten sich die beiderseitigen Rißflächen vollständig blank, ein Beweis dafür, daß der Riß äußerst eng war, so daß nicht einmal eine Flüssigkeit in ihn eintreten konnte. Man hätte den Riß auch mit dem Mikroskop nicht finden können, mit der elektrischen Vorrichtung wurde er aber entdeckt.

Der günstige Ausfall der Versuche veranlaßte die Vereinigung amerikanischer Eisenbahnen, im Jahre 1927 Mittel zum Bau eines Wagens zur Verfügung zu stellen, mit dessen Hilfe Querrisse in den Schienen aufgesucht werden könnten. Zu diesem Zwecke wurde auf einem Eisenbahnwagen ein Aufbau aufgesetzt, in dem die nötigen Vorrichtungen untergebracht wurden. Er wird von einem Triebwagen mit einer Geschwindigkeit von etwa 16 km in der Stunde über das Gleis gezogen. Von diesem Wagen aus werden zwei Gruppen von je vier Kupferbürsten in einigem Abstand durch Federn gegen den Schienenkopf gedrückt. Durch diese Bürsten läuft ein elektrischer Strom. Die Bürsten sitzen an einem Rahmen, der mittels eines Hebels vom Wagen ausgehoben und gesenkt werden kann. Die Bürsten sind zu beiden Seiten des Wagens angeordnet.

Die Anzeigevorrichtung zeigt den geringen Spannungsunterschied an, der entsteht, wenn der Schienenstahl auf der Strecke zwischen den beiden Bürsten an einer Seite nicht ganz gleichartiges Gefüge hat, sondern einen noch so feinen Riß aufweist. Durch Verstärkerröhren wird der Einfluß dieser geringen Schwankung auf das 200 bis 300000fache vergrößert. Tritt eine solche Unstetigkeit auf, so wird gleichzeitig eine Vorrichtung ausgelöst, die Farbe gegen die Schiene spritzt und so für die Streckenarbeiter die Stelle kenntlich macht.

Die Stromschwankungen beeinflussen ferner Stifte, die auf einem rollenden Papierstreifen die Vorgänge aufzeichnen. Die Vorrichtungen zum Aufzeichnen sind doppelt vorhanden, je eine für jeden Schienenstrang. Ein mittlerer Stift zeichnet die Schienenstöße auf; tritt dieser in Tätigkeit, so werden die anderen Stifte selbsttätig ausgeschaltet.

Mit dem neuen Wagen sind bereits Versuche auf der Strecke angestellt worden. Hiernach scheint das Verfahren und die dazu dienende Vorrichtung nach den Berichten noch verbesserungsfähig zu sein, doch soll Aussicht auf befriedigende Lösung bestehen.

W.

# Lokomotiven und Wagen.

## Diesellokomotive mit Flüssigkeitsgetriebe Bauart Schwartzkopff-Huwiler.

Von der Berliner Maschinenbau-A. G. wurde eine Versuchsdiesellokomotive mit einem hydraulischen Übertragungsgetriebe Bauart Schwartzkopff-Huwiler hergestellt.

Die Antriebsmaschine ist ein einfach wirkender stehender sechszylindriger Dieselmotor von 220 $PS_i$. Dieser ist durch eine Reibkupplung mit dem Flüssigkeitspumpwerk gekuppelt. Der Flüssigkeitsmotor liegt im Rahmen und treibt über eine Blindwelle die Triebachsen.

Der Hauptvorzug des Getriebes besteht in der stoßfreien Geschwindigkeitsregelung durch die stufenlose, durch Druckluft betätigte Schaltung. Die Umsteuerung erfolgt durch einen Drehschieber, der die Umlenkung der Flüssigkeitssäule und damit auch die Richtungsänderung der Maschine vermittelt. Der durch Dauerversuche festgestellte Wirkungsgrad des Getriebes ist 82%.

Acht Röhrenkühler für Hauptmotor und Getriebeöl sind an den Seitenwänden angebracht und stehen mit je einem Entlüfter in Verbindung. Den Lüfterantrieb besorgt ein eigner Vergasermotor, so daß auch bei stehender Lokomotive die Rückkühlung nicht unterbunden wird. Dieser Vergasermotor treibt auch den Hilfsverdichter an, der die zum erstmaligen Anlassen des Dieselmotors nötige Druckluft liefert.

Der Brennstoffverbrauch beträgt rund 350 g Gasöl für 1 PSh am Zughaken.

Zahlreiche, bei ungünstigen Streckenverhältnissen mit Belastungen von 120 bis 150 t durchgeführte Probefahrten haben die Brauchbarkeit dieser Art von Kraftübertragung für mittlere und kleinere Leistungen gezeigt.

(Z. V. d. I. Mai 1928.) Schw.

## Diesel-Triebwagenzug der London, Midland und Schottischen Bahn.

Der Triebwagenzug besteht aus vier vierachsigen Wagen, nämlich einem Triebwagen und drei Anhängern. Der Zug weist bei einer Gesamtlänge von rund 75 m und einem gesamten Leergewicht von 146 t 32 Sitzplätze erster und 265 Sitzplätze dritter Klasse auf; außerdem enthalten der Triebwagen und der hinterste Anhänger noch je ein Führer- und ein Gepäckabteil.

Der Triebwagen ist in den Bahnwerkstätten zu Derby aus einem solchen mit rein elektrischem Antrieb umgebaut worden. Er wiegt 60 t und läuft auf zwei zweiachsigen Drehgestellen; das hintere derselben trägt die beiden 580 V-Triebmotoren von je 280 PS Leistung, die über eine Getriebsübersetzung 18:60 beide Achsen antreiben. Vorn im Triebwagen, unmittelbar hinter dem Führerstand, ist in der Wagenlängsachse die einfach wirkende 500 PS Beardmore-Dieselmaschine eingebaut worden. Sie hat acht Zylinder von je 203 mm Durchmesser und 305 mm Hub, die im Viertakt mit 900 Umdr./min. arbeiten. Auf die Leistungseinheit treffen 6,6 kg Gewicht. Über die Einzelheiten dieser Beardmore-Dieselmaschine, die auch in Kanadischen Triebwagen Verwendung gefunden hat, ist schon früher berichtet worden*). Die 340 kW Gleichstrommaschine ist unmittelbar mit der Dieselmaschine gekuppelt.

Die Maschinenanlage kann von den Führerständen an beiden Zugenden aus elektromagnetisch gesteuert werden. Ein besonderer Bedienungsmann soll daher auch bei Rückwärtsfahrt des Zuges im Maschinenraum nicht erforderlich sein; außerdem gestattet die Fernsteuerung bei starkem Verkehr auch die Vereinigung von zwei derartigen Zügen zu einem Doppelzug. Bei Versuchsfahrten zwischen Manchester und Blackpool scheint sich der neue Triebwagenzug gut bewährt zu haben. Er soll demnächst zwischen Blackpool und Lytham in den regelmäßigen Dienst gestellt werden. R. D.

(The Railw. Eng. 1928, Juni.)

*) Organ 1926, S. 173 und 1928, S. 240.

## Motortriebwagen für Arbeits- und Transportzwecke.

Die Deutsche Reichsbahn hat vor einiger Zeit einen Arbeitswagen in Dienst gestellt, der von einem Verbrennungsmotor getrieben wird und außer 10 t Eigenladung noch eine Anzahl beladener Anhänger befördern kann.

Ein gewöhnlicher X-Wagen wurde mit einem vierzylindrigen Lastwagenmotor von 65 PS Leistung bei 1200 Uml./min. versehen. Motor, Kupplung und Getriebe hängen, durch ein U-Eisen zusammengefaßt, unter dem Wagenkasten zwischen den Radsätzen. Eine übergroße Lamellenkupplung gestattet auch bei schwerster Belastung vollkommen ruckfreies Anfahren. Das Getriebe hat drei Geschwindigkeitsstufen. Durch eine neuartige Schaltung, die die Schaltstufen so zwangläufig steuert, daß jeweils nur der gewählte Gang geschaltet wird, gestaltet sich die Bedienung des Wagens sehr einfach. Die hinten liegende Treibachse wird mittels einer ausziehbaren Gelenkwelle durch einfachen Kegelradantrieb getrieben.

Ein bremshausartiger Führerstand ist am vorderen Wagenende angebracht. Sein Fußboden liegt um die Höhe der Kastenwand über dem Wagenboden, so daß auch lange Schienen befördert werden können.

Die Regelung des Motors geschieht durch einen Drosselhebel. Die Änderung der Fahrtrichtung kann nur bei Stillstand des Wagens erfolgen. Während der Fahrt ist der Richtungswechsel im Getriebe verriegelt.

Der Arbeitswagen hat sich sehr gut bewährt. Bei 10 t Eigenladung und 15 t Anhängelast betrug der Brennstoffverbrauch 0,55 l/km. Die Höchstgeschwindigkeit von 40 km/Std. wurde in 35 bis 40 Sek. erreicht. Zuggewichte von 100 t konnten bei Versuchsfahrten völlig ruckfrei abgeschleppt werden.

Der Wagen ist nicht nur für Bauzwecke sondern auch für Gütertransport, Fabrikanlagen und für den Verschiebedienst geeignet. Auch könnte die Maschinenanlage leicht eingebaut werden. Schw.

(Z. V. D. I. 1928, Mai.)

## Betriebsergebnisse der argentinischen Ljungström-Turbinenlokomotive.

Die Lokomotive, über deren Bauart schon früher berichtet worden ist*), steht seit März 1926 zusammen mit Kolbenloko-

*) Organ 1923, S. 151.

motiven ähnlicher Leistung im regelmäßigen Dienst auf der Strecke von Santa Fé nach Tucuman. Nach Ablauf einer zweijährigen Betriebszeit, während welcher beide Lokomotivbauarten rund 100000 km zurückgelegt hatten, soll si h zugunsten der Turbinenlokomotive eine Ersparnis von 14100 t Heizöl und 234900 m³ Wasser ergeben haben. Diese Ersparnis würde etwa einem Minderverbrauch an Brennstoff von 40 bis 50% und an Wasser von rund 95% entsprechen. Die Erfahrung während dieser zwei Betriebsjahre soll auch wie bei der englischen Lokomotive ergeben haben, daß die Turbinenlokomotive vermöge ihres gleichmäßigeren Drehmomentes leichter anfahre und eine um etwa 25% höhere Zugkraft entwickelt als die entsprechende Kolbenlokomotive. Hieraus, sowie aus der Möglichkeit, längere Strecken ohne Aufenthalt zu durchfahren — wegen des geringeren Wasserverbrauchs und der besseren Schmierung —, scheint sich eine ziemlich bedeutende Erhöhung der Zahl der geleisteten tkm zu ergeben.

Besondere Versuchsfahrten, die auf der 442 km langen Strecke von Clodomira nach San Cristobal mit beiden Lokomotivbauarten vorgenommen wurden, haben die in der nachstehenden Zusammenstellung aufgeführten Werte ergeben, die sich mit den Ergebnissen des Dauerbetriebes ziemlich decken.

R. D.

(Rev. gén. d. Ch. de F. 1928, 1. Halbj., Nr. 4.)

| Lokomotiv-Bauart | Streckenleistung km | Zuggewicht t | Baustoffverbrauch insgesamt kg | Baustoffverbrauch auf 1000 tkm kg | Wasserverbrauch insgesamt l | Wasserverbrauch auf 1000 tkm l | Fahrtdauer |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Kolbenlokomotive ... | 165<br>140<br>98<br>39 | 799<br>1092<br>1065<br>1000 | 26400 Holz entsprechend 7764 kg Heizöl | 61,66 Holz entsprechend 18 kg Heizöl | 110000 | 256 | 27 h 55 Min. |
| Turbinenlokomotive .. | 442 | 1300 | 6875 kg Heizöl | 12 kg Heizöl | 5000 | 8,7 | 21 h 30 Min. |

### Schutz für Bremszylinder.

Die amerikanische Westinghouse-Gesellschaft hat kürzlich einen Schutz für Bremszylinder auf den Markt gebracht, der das Eindringen von Wasser und Schmutz in Stopfbüchse und Zylinderraum und die damit verbundenen Schäden verhindern soll. Der Schutz besteht aus einem Segeltuchkegel, dessen unteres Ende zwischen Zylinder und Zylinderdeckel gleichsam als Dichtung mit eingeklemmt wird, während das obere Ende durch die Rückstellfeder des Kolbens an den Kolbenkörper gedrückt wird. Wasser und Schmutz, die in den Zylinder eindringen, werden durch den Schutz abgefangen. Das Wasser kann durch eine Ablauföffnung im Zylinderkopf ablaufen. Der Schutz ist biegsam und faltet sich zusammen, wenn die Bremse angezogen wird, der Bremskolben also nach außen geht.

Eb.

(Railw. Age, März 1928.)

## Buchbesprechungen.

**Brücken in Eisenbeton.** Ein Leitfaden für Schule und Praxis von C. Kersten. Band I: Platten- und Balkenbrücken. Sechste neubearbeitete Auflage. Berlin 1928. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis gebunden 13,50 *R.M.*

Die neu erschienene Auflage des bekannten Buches hat durch eine zeitgemäße, die Fortschritte in der baulichen Gestaltung des Eisenbetons berücksichtigende Umarbeitung und bedeutende Vermehrung der Textabbildungen wesentlich gewonnen. Sie vermittelt in ihrer jetzigen Fassung eine umfassende Übersicht über die mannigfachen Ausführungsmöglichkeiten von Eisenbetonbrücken, angefangen vom einfachen Plattendurchlaß bis zu den über mehrere Stützen durchlaufenden und rahmenförmigen Brückenträgern. Rein wissenschaftliche Betrachtungen sind vermieden und durch Hinweise auf das einschlägige Schrifttum ersetzt. Hervorzuheben sind der systematische Aufbau, die klare, anschauliche Darstellung und der lückenlose, auch auf Fachzeitschriften sich erstreckende Quellennachweis. Schönberg.

**Bahnhofsanlagen.** Von Geh. Baurat Dr. Ing. H. Wegele, Professor an der Technischen Hochschule in Darmstadt. I. Allgemeine Anordnung; Entwicklung der Gleisanlagen. Mit 92 Abbildungen und einer Tafel. 141 Seiten. Sammlung Göschen Bd. 989. Walter de Gruyter & Co., Berlin W. 10 und Leipzig. 1928. Preis: in Leinen geb. *R.M* 1.50.

Der vorliegende I. Teil behandelt die allgemeine Anordnung der Bahnhöfe und die Entwicklung ihrer Gleisanlagen, während der II. Teil die Hoch- und Tiefbauten erörtern soll. In den ersten zehn Abschnitten werden eingehend die verkehrs-, betriebs- und bautechnischen Grundsätze erörtert und daraus die Form der kleinen und mittleren Bahnhöfe entwickelt. In den folgenden zehn Abschnitten werden dann die Sonderformen der größeren Bahnhöfe besprochen. — Das Büchlein bietet dem Nichtfachmann die Möglichkeit schnell in das umfangreiche Gebiet Einblick zu bekommen, dem Fachmann wird durch seine reichen Literaturangaben ein willkommener Wegweiser zu den Quellen seines Wissens sein.

Sp.

**Über die Spannungsverteilung in Stangenköpfen.** Von Dr. Ing. Josef Mathar. Forschungsheft 306. Din A 4, IV/23 Seiten mit 57 Abbildungen. 1928. Broschiert RM 3,75, für VDI-Mitglieder RM 3,40. (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7).

Der Verfasser ermittelte versuchstechnisch an Modellen der gebräuchlichsten Stangenkopfformen die Spannungen und verglich die Ergebnisse mit den nach den bisherigen Berechnungsweisen sich ergebenden Werten. Dabei ist Haftsitz und Spiel in verschiedener Größe zugrunde gelegt, was erhebliche Unterschiede ergibt. Die Versuchsergebnisse sind mit den Rechnungswerten verglichen.

**Dauerversuche zur Bestimmung der Festigkeitseigenschaften. Beziehungen zwischen Baustoffdämpfung und Verformungsgeschwindigkeit.** Von Dr. Ing. E. Becker und Prof. Dr. Ing. O. Föppl. Heft 304 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Din A 4, IV/28 Seiten mit 39 Abbildungen und 12 Zahlentafeln. Preis broschiert *R.M* 4.50, für VDI-Mitglieder *R.M* 4,—. 1928. (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7.)

Über das Verhalten der Baustoffe bis zur Elastizitätsgrenze und im mikroplastischen Gebiete geben die bisher üblichen statischen Prüfverfahren keinen genügenden Aufschluß. Wesentlich zur Klärung der noch unterhalb der Ermüdungsgrenze im Baustoff stattfindenden Vorgänge dürften dagegen Dauerversuche zur Bestimmung der Baustoffdämpfung beitragen. — Ausführlich wird auf den Einfluß von Fehlstellen und Probestabform eingegangen. Die Wirkung künstlich angebrachter Oberflächenbeschädigungen wurde an Dauerbiegestäben verfolgt. Sehr wertvoll ist ein Vergleich der Dauerfestigkeitswerte verschiedener Werkstoffe bei wechselnder Biegung und Verdrehung. Im weiteren ist der Einfluß der Versuchsgeschwindigkeit auf die Baustoffdämpfung behandelt. Die verwendeten Prüfeinrichtungen und die einzelnen Prüfverfahren sind eingehend beschrieben.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss**, Dresden

**83. Jahrgang** | **15. Oktober 1928** | **Heft 20**


## Die Anpassung der Lokomotiven und Tender an Gleisunebenheiten.

### Weiterer Beitrag: Der Einfluß der Bauart zweiachsiger Drehgestelle.


Von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. **H. Uebelacker.**


Hierzu Tafel 16.

Die in dieser Zeitschrift, Jahrgang 1926, Seite 497 unter dem gleichen Titel veröffentlichten Untersuchungen hatten den besonderen Zweck, festzustellen, welche Neigung die Achsen einer Lokomotive und eines Tenders gegen den Rahmen auf windschiefen Bahnflächen einnehmen, um hieraus Schlüsse auf die notwendigen Spielräume in den Führungen der Achslagergehäuse zu ziehen. Sie haben Anlaß gegeben, die Frage im Ausschuß der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für Lokomotiven zu behandeln. — Im folgenden soll untersucht werden, welchen Einfluß die Bauart der zweiachsigen Drehgestelle auf die Anpassung an eine windschiefe Gleislage hat.

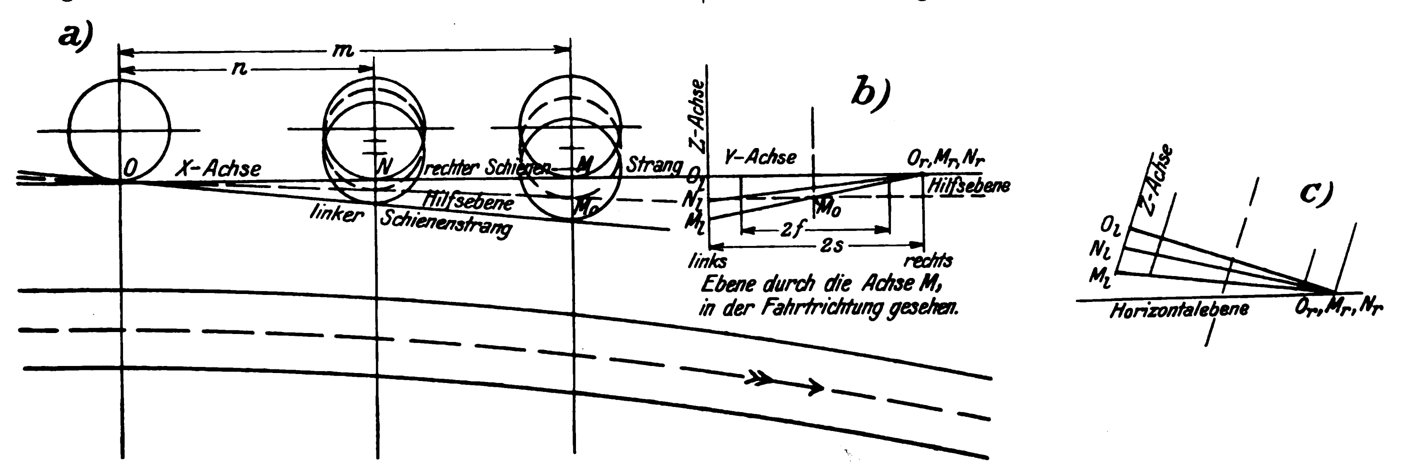



Abb. 1. Stellung eines dreiachsigen Fahrzeugs auf windschiefer Bahnfläche.

Anmerkung: Zum Verständnis der Darstellung sei darauf hingewiesen, daß die durch die Unterstützungspunkte der Hinterachse O gelegte Y-Achse nicht horizontal, sondern nach Maßgabe der an dieser Stelle vorhandenen Überhöhung geneigt ist, wie aus Querschnitt c) ersichtlich. Diese Neigung hat daher auch die durch O und den rechten Schienenstrang gelegte XY-Ebene. Da die Projektion dieses Stranges mit der X-Achse zusammenfällt, verläuft die den linken, überhöhten Schienenstrang darstellende Gerade in der XZ-Ebene (Abb. a) nach abwärts.

Zwei Punkte kommen hier in Betracht: Die Anordnung der Federn des Drehgestells und die Art der Lastübertragung vom Hauptrahmen auf das Drehgestell.

Bezüglich des ersten Punktes sind folgende Fälle möglich:

1. Zwischen den Rädern einer Drehgestellseite ist ein Ausgleich der auftretenden Belastungsverschiedenheiten nicht vorgesehen (Anordnung ohne Längsausgleich, Vierpunktunterstützung).
2. Eine solche Ausgleichmöglichkeit ist vorhanden. Die Belastung ist also (abgesehen von der Reibung in den Ausgleicheinrichtungen) am vorderen und hinteren Rad jeder Drehgestellseite stets gleich (Anordnung mit Längsausgleich, Zweipunktunterstützung auf einer „Querschneide").
3. Die vordere Achse hat eine Querfeder oder einen Querausgleichhebel, sie kann also ohne Änderung der Belastung ihrer beiden Räder sich neigen (Dreipunktaufhängung des Drehgestellrahmens, Querausgleich an der regelmäßig voranlaufenden Achse).
4. Die beiden Achsen haben Querfedern, der Drehgestellrahmen ruht somit auf zwei mittleren Punkten, also auf einer Längsschneide*).

Hinsichtlich der Lastübertragung sind zwei Fälle möglich, je nachdem der Drehgestellrahmen sich um eine Längsachse zum Hauptrahmen neigen kann oder nicht. Ersteres ist der Fall, wenn die Lastübertragung in einem mittleren Kugelstützzapfen erfolgt, (Mittelauflagerung, Querausgleich durch den Drehgestellrahmen) letzteres, wenn seitliche Auflagerstützen oder eine ebene mittlere Auflagerplatte vorhanden sind. (Seitenauflagerung), Anordnung ohne Querausgleich durch den Drehgestellrahmen. Je nach der Art der Unterstützung des Drehgestellrahmens und der Lastübertragung vom Hauptrahmen auf das Drehgestell ist der Einfluß einer windschiefen Gleislage auf die Neigung der Achsen zum Drehgestellrahmen wie auf die Änderung der Federbelastungen sehr verschieden.

Windschiefe Lage der beiden Schienenstränge eines Gleises ist, abgesehen von Unregelmäßigkeiten in der Gleislage, beim Ein- und Auslauf von Gleisbögen vorhanden wegen der Überhöhung des äußeren Stranges. Die Verwindung durch die Überhöhungsrampe macht sich um so stärker bemerkbar, auf einen je größeren Teil des Achsstandes der Lokomotive sie sich erstreckt, es soll daher im nachfolgenden

*) Diese Anordnung wurde von v. Helmholtz an einer 2 B 1 Lok. der ehem. Pfalzbahn ausgeführt, vergl. Organ 1899, Seite 1.

nur der Fall untersucht werden, daß sämtliche Achsen der Lokomotive oder des Tenders auf der windschiefen Fläche stehen. Das Rechnungsverfahren wird dadurch einfacher. Doch begegnet auch die Untersuchung des Falles, daß nur ein Teil der Achsen in dem windschiefen Gleisabschnitt steht, keiner Schwierigkeit.

Das Rechnungsverfahren ist in dem vorausgegangenen Aufsatze entwickelt. Des Zusammenhanges wegen sei es hier für die angenommene Vereinfachung nochmals dargestellt.

### A. Rechnungsverfahren.

Vorstehende Textabb. 1 stellt die Lage der beiden Schienenstränge im Auslaufbogen einer in der angenommenen Fahrtrichtung nach rechts abbiegenden Gleiskrümmung dar. Der linke Strang hat gegen den rechten die Neigung i (z. B. 1:400). Die Abbildung a) ist die Projektion auf eine Tafel X Z, die zur Verbindungsgeraden der beiden Schienenstränge bei O, dem Standort der hintersten Achse, senkrecht steht. Die X Y-Ebene ist durch diese Verbindungsgerade und den rechten, nicht überhöhten Schienenstrang gelegt. Dieser wird daher durch die X-Achse, der linke (die Überhöhungsrampe) durch eine hiergegen unter i geneigte Gerade dargestellt. Die einzelnen Achsen nehmen dabei gegen die letzte Achse die in der Textabb. 1b gezeichneten Neigungen ein. Die Neigung der vordersten Achse ist am stärksten, je näher die Achsen der Hinterachse, um so weniger sind sie gegen sie geneigt. Die letzte Achse ist selbstverständlich im allgemeinen nicht horizontal, ihre Neigung zu einer Horizontalebene hängt vielmehr von der an ihrem Standort vorhandenen Überhöhung ab (wie in Textabb. 1c dargestellt).

Die Aufgabe, die Neigung des Rahmens und die Änderungen der Federbelastungen zu berechnen, kann auf einfache und durchsichtige Weise dadurch gelöst werden, daß man sich das Fahrzeug zunächst auf einer ebenen Fläche aufgestellt denkt, die durch die Y-Achse geht und den Kreuzungswinkel der beiden Gleisstränge halbiert. In der XZ-Tafel ist diese Ebene durch die Gerade $OM_0$ mit der Neigung $\frac{i}{2}$ dargestellt. Es ist klar, daß, wenn das Fahrzeug auf dieser ebenen Unterstützungsfläche ruht, keinerlei Änderungen an den Federbelastungen eintreten*). Von dieser Hilfsebene aus können die Achsen nun durch eine reine Drehung um eine Längsachse in die wirkliche Lage auf der windschiefen Fläche übergeführt werden. Durch eine solche Drehung einer Achse wird die Feder des einen Rades (bei den gewählten Annahmen des rechten) um ebensoviel gespannt, wie die des anderen entspannt wird. Die Drehwinkel an den einzelnen Achsen sind natürlich verschieden. Jede Achse überträgt daher ein verschieden großes Drehmoment auf den Rahmen, aber die Momentvektoren haben gleiche Richtung und lassen sich deshalb zu einem Gesamtmoment vereinigen. Unter der Wirkung dieser Momentsumme wird sich der Rahmen als Ganzes um seine Längsachse drehen und es wird durch diese nun an sämtlichen Auflagerstellen in gleichem Ausmaß auftretende Hebung bzw. Senkung das Gleichgewicht wieder hergestellt.

In Formeln dargestellt ergibt sich folgender Rechnungsgang: Es sei (Textabb. 2):

$\pm\lambda$ mit dem Index des Ortes die Senkung (+) bzw. Hebung (—) eines Rades von der unter dem Betrag $\frac{i}{2}$ geneigten Hilfsebene zur wirklichen Lage des Gleisstranges.

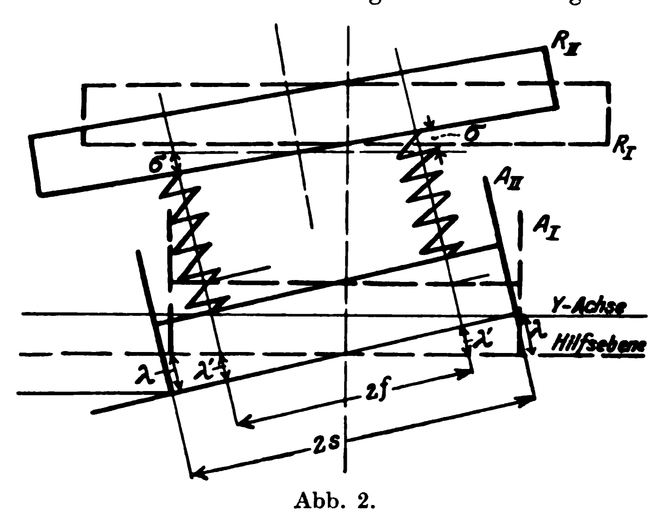



Abb. 2.

$\pm\lambda'$ die gleiche Größe in der Entfernung der Tragfedern; wenn 2s die Entfernung der Unterstützungspunkte der Räder (mit 1500 mm angenommen) und 2f die Entfernung der Federmittel einer Achse bedeutet, ist $\lambda' = \frac{f}{s} \cdot \lambda$. In den folgenden Beispielen ist für die Federn des Drehgestells und des Hauptrahmens der Lokomotive bei Innenanlage gleichmäßig 1150 mm angenommen*), während bei außenliegenden Federn von Tenderdrehgestellen dieses Maß rund 2000 ist; $\lambda'$ ergibt sich damit zu 0,77 bzw. 1,33 $\lambda$).

$\pm\sigma$ die Senkung des Rahmens am Federorte, der wie oben durch Index bezeichnet ist, wobei + eine Senkung gegen die Hilfsebene, — eine Hebung kennzeichnet. Der Ort der einzelnen Achsen ist durch die Buchstaben A, B, C . . ., der Angriffspunkt der gemeinsamen Kraftwirkung bei Ausgleichhebeln durch M, N, O bezeichnet.

$\delta$ bezeichnet nach dem Vorgange Denekes**) die Federstärke, d. h. die Kraft in kg, die für eine Durchbiegung von 1 mm notwendig ist (berechnet aus den Abmessungen der Feder zu

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{n.b.h^3}{l^3} E)$$

$\Delta'$ ist der Betrag der Änderung der Federbelastung in kg, + Zunahme, — Abnahme.

Senkt sich die Unterstützung einer Feder um den Betrag $+\lambda'$ und gleichzeitig der Rahmen um $+\sigma$, so ist $\Delta' = (\sigma - \lambda')\,\delta$***).

*) Der Zweck der vorliegenden Untersuchungen ist, das Verhalten der verschiedenen Drehgestellbauarten gegenüber Gleisunebenheiten in der Hauptwirkung darzustellen. Von der Berücksichtigung von Nebenumständen, die ihrer Größe nach unbedeutend sind oder beim Vergleich keine Rolle spielen, wird daher abgesehen, so vor allem von der Neigung des Raddruckes an den einzelnen schiefstehenden Achsen gegen die Lotrechte. Ebenso hat auch die Mittelkraft aus Lokomotivgewicht und Fliehkraft eine gegen das Lot geneigte Lage, die im großen Ganzen nicht erheblich von der mittleren Neigung der Raddrücke abweicht.

Durch die seitliche Verschiebung eines Drehgestells wird ferner die Lastübertragung nach einer Seite verschoben und eine geringfügige Änderung der Lastverteilung bewirkt.

Bei Anordnung einer Pendelwiege wird bei seitlichem Ausschlag die Belastung der äußeren Drehgestellräder etwas erhöht.

Von größerem Einfluß ist die Belastungsänderung, die dadurch hervorgerufen wird, daß die Übertragung der Führungskraft des Bogenlaufes durch den Rahmen, also in einer gewissen Höhe über ihrer Angriffsebene, erfolgt. Darauf wird später eingegangen.

*) Bei französischen Lokomotiven kommen Drehgestelle mit Außenlagern bei innen angeordneten Lagern des Hauptrahmens vor.

**) Glasers Ann. 1906. 2. H., S. 141.

***) In dem Aufsatz Jahrgang 1926, S. 497 ist die Rahmensenkung aus der Drehung um die Längsachse mit $\sigma'''$ bezeichnet, weil hier auch die aus der gleichmäßigen Hebung und Senkung der Räder folgenden Beiträge $\sigma'$ und $\sigma''$ zur Gesamtänderung $\sigma$ betrachtet wurden. In den gegenwärtigen Untersuchungen ist statt $\sigma'''$ $\sigma$ gesetzt; ferner ist $\lambda$ in dem früheren Aufsatz der Betrag der Hebung eines Rades gegen den anderen Schienenstrang (nicht gegen die Hilfsebene).

$\Delta$ ist der entsprechende Betrag der Belastungsänderung an den Radauflagerstellen.

Hat eine Achse vom Ausgangspunkt O die Entfernung m, so ist die bei der Drehung aus der Hilfsebene in die schiefe Lage eintretende Senkung bzw. Hebung:

$$\lambda_M = \pm m \frac{i}{2} \qquad \lambda_M' = \pm m . \frac{i}{2} \frac{f}{s} = 0{,}77 . m \frac{i}{2} \text{ bzw. } 1{,}33\ m \frac{i}{2},$$

das auftretende Moment, also, wenn zunächst von der Änderung der Rahmenlage abgesehen wird:

$$\mathfrak{M}_M = \lambda_M' \, \delta_M . 2 f = \frac{m\, i\, \delta_M f^2}{s},$$

beim Auslauf aus einer Rechtskurve in der Fahrrichtung gesehen entgegen dem Uhrzeigersinn drehend.

Die Summe für zwei Achsen oder Achsgruppen:

$$\mathfrak{M} = (\lambda_M' . \delta_M + \lambda_N' . \delta_N) 2 f.$$

Unter der Wirkung dieser Momente dreht sich nun der Rahmen mit dem Lokomotivkörper aus seiner zur Hilfsebene parallelen Lage R I (Textabb. 2) in die Lage R II, wobei er sich, im Abstand der Federn gemessen, auf der linken Seite um $\sigma$ senkt, d. h. der Feder folgt, auf der rechten um $\sigma$ hebt. Die Gesamtänderung der Federbelastung an der Stelle M ist daher nicht durch $\lambda_M$ sondern durch $\sigma - \lambda_M$ bestimmt, an der zweiten Achse durch $\sigma - \lambda_N$. Nur an der letzten Achse O, deren Lage ja keine Änderung erfahren hat, bringt die Drehung des Rahmens am linken Rade eine Belastung, am rechten eine Entlastung hervor, im Betrag von $\Delta_O = \sigma\, \delta_O$. Die drei auftretenden Momente müssen im Gleichgewicht sein, es muß also

$$(\lambda_M' - \sigma)\, \delta_M + (\lambda_N' - \sigma)\, \delta_N = \sigma\, \delta_O \text{ sein,}$$

oder

$$\lambda_M' . \delta_M + \lambda_N' . \delta_N = (\delta_M + \delta_N + \delta_O)\, \sigma,$$

woraus sich unter Einsetzung der Werte für $\lambda'$ der Ausschlag $\sigma$ berechnen läßt:

$$\sigma = \frac{m\, \delta_M + n\, \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} . \frac{i}{2} \frac{f}{s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Die wirkliche Änderung der Federbelastung an der Stelle M ist also gegeben durch den Ausdruck

$$\Delta_M' = \pm (\sigma - \lambda_M')\, \delta_M = \pm \left( \frac{m\, \delta_M + n\, \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m \right) . \frac{i}{2} . \frac{f}{s}\, \delta_M.$$

Wissenswerter als die Änderung der Federbelastung ist die Änderung des Raddruckes. Da der Abstand der Stützpunkte der Räder im Verhältnis $\frac{s}{f}$ größer ist, erzeugt das durch Drehung der Achse hervorgerufene Moment hier eine Belastungsänderung von

$$\Delta_M = \pm \frac{f}{s} (\sigma - \lambda_M')\, \delta_M$$

$$= \pm \left( \frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m \right) \frac{i}{2} . \left( \frac{f}{s} \right)^2 . \delta_M \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Man ersieht hieraus den bedeutenden Einfluß der Federbasis $\left( \frac{f}{s} \right)$. Je größer diese (Außenlager), um so ungünstiger ist die Anpassung der Fahrzeuge an windschiefe Bahnflächen.

Die Neigung, welche eine Achse im Abstand a gegen die hinterste (als Y-Richtung angenommene) einnimmt, ist gegeben durch

$$\Psi_A = \frac{\lambda_A'}{f} = \frac{\lambda_A}{s}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

die Neigung des Hauptrahmens durch

$$\Psi_H = \frac{\sigma}{f},$$

und die Neigung der ersten Achse gegen den Rahmen durch

$$\Psi_{AH} = \frac{\sigma - \lambda_A'}{f}.$$

(Wie durch Einsetzen der Werte von $\lambda'$ und $\sigma$ ersichtlich, sind die Neigungen unabhängig von der Federentfernung.)

## B. Anwendung auf die verschiedenen Bauarten.

Zugrunde gelegt sei zunächst eine 2 C 1 Schnellzuglokomotive mit dem in Abb. 3 dargestellten Achsstand. Die erste und zweite gekuppelte Achse, sowie die dritte gekuppelte Achse und die hintere in Bogenführung verschiebbare Laufachse sind durch Ausgleichhebel verbunden. Die Belastung der Laufachse und ihre Federstärke ist der Einfachheit halber ebenso groß wie die der Kuppelachsen angenommen. Alle Wirkungen müssen an den durch Ausgleichhebel verbundenen Federn gleichmäßig auftreten, da von der Reibung der Bolzen in den Ausgleichhebeln abgesehen wird.

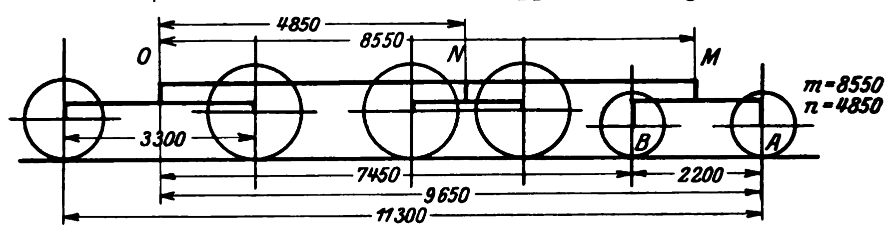



Abb. 3. Achsstand der 2 C 1 Lokomotive.
Gesamtgewicht der Lokomotive 90 t; Gesamtbelastung der Drehgestellachsen 23 t.

Es kann somit jedes Achsenpaar durch eine im Angriffspunkt der resultierenden Achsbelastungen, d. h. hier durch eine in der Mitte zwischen beiden vorhanden gedachte Einzelachse ersetzt werden (nach Textabb. 1). Ebenso liegen die Auflagerkräfte am Drehgestell in einer Querebene, die durch die Mitte zwischen den beiden Drehgestellachsen geht. Der Hauptrahmen ist also in drei Querebenen, und, je nach der Lastübertragung auf das Drehgestell, in sechs bzw. fünf Punkten unterstützt. Da die Federwirkungen zweier durch Ausgleichhebel verbundenen Federn in einem Punkte zusammengefaßt werden, muß natürlich für $\delta$ die Summe der Federstärken in die Formeln eingesetzt werden.

Die verschiedenen möglichen Bauarten von Drehgestellen sind in schematischen Zeichnungen auf Taf. 16 dargestellt.

Fall 1. Drehgestell ohne Längsausgleich, mit Vierpunktunterstützung; Seitenauflagerung des Hauptrahmens (Abb. 1 auf Taf. 16).

In allen Fällen, in denen der Hauptrahmen in zwei seitlichen Punkten, die als verschiebbare Pfannen mit Kugelzapfen oder als ebene Auflager ausgebildet sein können, aufruht, muß die Querneigung des Drehgestellrahmens dieselbe sein wie die des Hauptrahmens, es würde ja sonst der Hauptrahmen vom Drehgestellrahmen abklappen. Dieses selbstverständlich unbeabsichtigte und unzulässige Abklappen wird nur dann eintreten, wenn infolge ungenügender Spielräume zwischen den Achslagergehäusen und ihren Führungen die Achsen sich nicht in dem erforderlichen Maß neigen können, wie im vorangegangenen Aufsatz näher ausgeführt ist. — Unter ordnungsgemäßen Umständen werden die bei der Verdrehung der Drehgestellachsen auftretenden Momente sich gerade so auf den Hauptrahmen übertragen wie wenn die Achsen unmittelbar im Hauptrahmen gelagert wären. Da nur Verdrehungskräfte in der Querebene auf den Drehgestellrahmen ausgeübt werden, bleibt die Längsachse ungeändert, d. h. sie ist ebenso wie die des Haupt-

rahmens unter $\frac{i}{2}$ zu den Schienensträngen geneigt. — Statt die Momente an den beiden Achsen des Drehgestells einzeln zu berechnen und zu summieren, kann man auch, ähnlich wie wenn Längsausgleichhebel vorhanden wären, das in der Mittelebene zwischen den Achsen wirksame Moment berechnen.

Es ist nun (s. Textabb. 2)

$$\lambda_M' = \pm m \frac{i}{2} \frac{f}{s}$$

$$\lambda_N' = \pm n \frac{i}{2} \frac{f}{s}$$

$$\sigma = \pm \frac{m\,\delta_M + n\,\delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} \cdot \frac{i}{2} \cdot \frac{f}{s};$$

an der vorderen Drehgestellachse ist $\lambda_A' = a . \frac{i}{2} \frac{f}{s}$; somit entsprechend der oben abgeleiteten allgemeinen Formel 1):

$$\varDelta_A = \pm \left(\frac{m\,\delta_M + n\,\delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - a\right) \delta_A \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s}\right)^2;$$

an der hinteren Drehgestellachse ist die Belastungsänderung nur

$$\varDelta_B = \pm \left(\frac{m\,\delta_M + n\,\delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - b\right) \delta_B \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s}\right)^2,$$

also $<$ wie an der Vorderachse, da $b < a$.

Für die zugrunde gelegten Abmessungen der 2 C 1 Lok. und eine Rampenneigung $i = 1 : 100$ ergibt sich z. B.

$$\sigma = \pm \frac{8550 . 250 + 4850 . 200}{650} \cdot \frac{0{,}77}{200} = \pm 18{,}5 \text{ mm}$$

$$\lambda_A' = \pm 9650 . \frac{0{,}77}{200} = 37{,}1 \text{ mm}$$

$$\varDelta_A' = \pm (\sigma - \lambda_A)\, \delta_A = (18{,}5 - 37{,}1) . 125 = \pm 2320 \text{ kg}$$

$$\varDelta_A = \pm 0{,}77 . 2320 = \pm 1770 \text{ kg}$$

$$\psi_H = \frac{18{,}5}{575} = 1 : 31.$$

Fall 2. Längsausgleich (Unterstützung des Drehgestells in zwei seitlichen Punkten), Seitenauflagerung. Es seien also die Federn jeder Seite durch Ausgleichhebel verbunden oder eine gemeinsame Feder für die zwei Räder einer Seite unterstützte den Drehgestellrahmen in der Mitte (Taf. 16, Abb. 2 und 3). Trotz der ungleichen Hebung der Räder einer Seite müssen in diesem Falle die Be- und Entlastungen derselben gleich groß sein. Es ist daher die Entlastung bzw. Belastung für eine in der Drehgestellmitte gedachte Achse mit doppelt starker Feder zu berechnen und der Betrag je zur Hälfte auf die vordere und hintere Achse auszuschlagen; da $\delta_A = \delta_B = \frac{\delta_m}{2}$, ist

$$\varDelta_A = \varDelta_B = \pm \left(\frac{m\,\delta_M + n\,\delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m\right) \delta_A \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s}\right)^2.$$

Da $m < a$ ist die Belastungsänderung an den vorderen Rädern geringer als im vorigen Fall.

Fall 3. Dreipunktunterstützung des Drehgestells, Seitenauflagerung (Taf. 16, Abb. 4). Die vordere mit Querausgleich versehene Drehgestellachse hat hier keinen Einfluß auf die Neigung des Drehgestell- und des Hauptrahmens, ebenso gibt es keine Rückwirkung auf sie. Belastungsänderungen treten an den Rädern der Vorderachse also nicht auf. Nur die Hinterachse im Drehgestell übt ein Moment aus. Es ist $\varDelta_A = 0$

$$\varDelta_B = \pm \left(\frac{b\delta_B + n\delta_N}{\delta_B + \delta_N + \delta_O} - b\right) \delta_B \frac{i}{2} \left(\frac{f}{s}\right)^2, \ (\delta_B = \delta_A).$$

Der Wert der Belastungsänderung an der hinteren Achse ist kleiner wie im Falle 2, weil $b < m$.

Nun werden die Fälle untersucht, bei denen die Last auf das Drehgestell nur in einem Punkte übertragen wird.

Fall 4. Ohne Längsausgleich, Einpunktauflagerung (Taf. 16, Abb. 5). Wenn die Belastung nur in einem Punkte übertragen wird, ist die Ausübung eines Momentes vom Hauptrahmen auf den Drehgestellrahmen unmöglich. Das Drehgestell verhält sich wie ein unabhängiges zweiachsiges Fahrzeug. Steht ein solches auf windschiefer Unterlage, so müssen sich wegen des Gleichgewichtes das Quermoment der vorderen und der hinteren Achse auf den Rahmen aufheben, d. h. die Rahmenquerneigung halbiert den Kreuzungswinkel der beiden Achsen (Abb. 6b), wenn $\delta_A = \delta_B = \delta$ ist. Ein über Eck stehendes Räderpaar zeigt Belastung, das andere Entlastung. In der Abb. 6a ist der O-Punkt in den Auflagerpunkt der hinteren Drehgestellachse gelegt.

Da der Achsstand des Drehgestells a—b ist, ist

$$\lambda_A' = \pm (a - b) \frac{i}{2} \frac{f}{s}.$$

Das von der Vorderachse ausgehende einzige Moment ergibt sich durch Multiplikation mit $\delta . 2f$ und die Höhenlagenänderung des Drehgestellrahmens gegenüber der hinteren Drehgestellachse nach Formel 1) zu

$$\sigma_D = \pm \frac{(a - b)}{2\delta} \cdot \frac{\delta i}{2} \cdot \frac{f}{s} = \pm \frac{1}{2} (a - b) \frac{i}{2} \frac{f}{s}$$

unabhängig von der Federstärke.

Somit

$$\varDelta_A = (\sigma_D - \lambda_A')\, \delta . \frac{f}{s} = \pm \frac{i}{4} (a - b) \left(\frac{f}{s}\right)^2 \delta$$

und

$$\varDelta_B = \mp \frac{i}{4} (a - b) \left(\frac{f}{s}\right)^2 \delta.$$

Die Neigung des Hauptrahmens zur Y-Achse wird nur durch die erste und zweite Kuppelachse bestimmt zu

$$\psi_H = \frac{\sigma_H}{f} = \frac{n . \delta_N}{\delta_N + \delta_O} \cdot \frac{i}{2s},$$

während diejenige des Drehgestellrahmens zur Y-Achse, hiervon verschieden $\psi_D = \frac{m\,i}{2s}$ ist.

Fall 5. Längsausgleich, Mittelauflagerung (Taf. 16, Abb. 6.) Die Belastung verteilt sich vom Mittelzapfen aus gleichmäßig auf die beiden Drehgestellseiten und auf jeder Seite wieder gleichmäßig auf das vordere und hintere Rad. Es tritt also überhaupt keine Änderung der Radbelastungen bei windschiefer Bahnfläche ein. Das gleiche gilt für Dreipunktunterstützung des Drehgestellrahmens und Mittelauflagerung, denn auch drei Punkte können auf jeder windschiefen Fläche gleichmäßig aufruhen, wenn die Ebene der drei Punkte sich die Neigung wählen kann. Es ist $\varDelta_A = \varDelta_B = 0$. Die Neigung des Drehgestellrahmens entspricht der Neigung der hinteren Drehgestellachse.

Mit der vorstehend behandelten Anordnung der Einpunktauflagerung ist gleichwertig die bereits erwähnte Anordnung von v. Helmholtz bei einer 2 B 1 Lokomotive der vormaligen Pfalzbahn. Bei dieser trägt jede der beiden Drehgestellachsen mittels Querfeder den Drehgestellrahmen in der Mitte (auf einer Längsschneide), so daß (obwohl der Lokomotivkörper in zwei seitlichen Stützzapfen auf dem Drehgestellrahmen aufruht), jede Achse für sich beliebige Neigungen annehmen kann.

Sind bei mittlerer Auflagerung an den Seiten Notstützen angebracht, so tritt Beeinflussung der Drehgestellneigung erst dann ein, wenn die Stützen zum Aufsitzen kommen, mit einer dem Winkelspielraum entsprechenden verminderten Wirkung. Auf genügenden Abstand der Notstützen ist daher zu achten.

Die Formeln sind für eine 2 C 1 Lokomotive, allgemein gesagt für ein in drei Querebenen unterstütztes Fahrzeug

aufgestellt. Die Formeln gelten ohne weiteres auch für eine 2 D Lokomotive, da man sich an Stelle der Laufachse eine vierte Kuppelachse denken kann. — Der Fall der Unterstützung in vier Querebenen kommt verhältnismäßig selten vor. Für eine 2 C Lokomotive, bei der die zwei hinteren Kuppelachsen durch Ausgleichhebel verbunden sind, tritt an Stelle des mittleren Achsenpaares eine Einzelachse. Für eine 2 B-Lokomotive oder einen Tender mit zwei hinteren im Tenderrahmen gelagerten, durch Ausgleichhebel verbundenen Achsen und vorderem Drehgestell („bayerische Bauart“, erstmals entworfen von J. A. Maffei), fällt in den Formeln das hintere Achsenpaar weg, $\delta_0$ ist $= 0$ zu setzen.

Im vorausgegangenen wurde Vorwärtsfahrt, mit dem Drehgestell voran, angenommen. Befahren die Fahrzeuge rückwärts die in Abb. 1 dargestellte Gleisanordnung, so werden die Belastungsänderungen an der nun voranlaufenden Achse anders ausfallen, weil die Anordnung zur Mitte nicht symmetrisch ist und die Federstärken nicht gleich sind. Der Gang der Berechnung ist aber natürlich der gleiche. Als Bezugsachse (Y-Achse) ist für die Lokomotive und den Tender nun die Drehgestellmitte zu wählen.

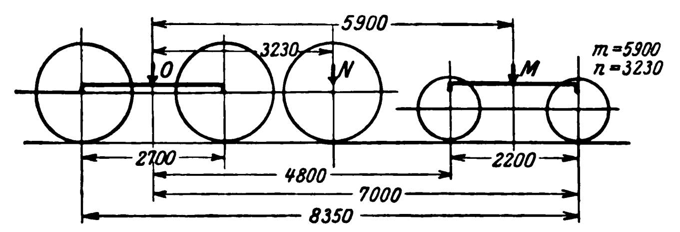


Abb. 4. Achsstand einer 2 C-Lokomotive. Gesamtgewicht der Lokomotive 70 t. Gesamtbelastung der Drehgestellachsen 23 t.

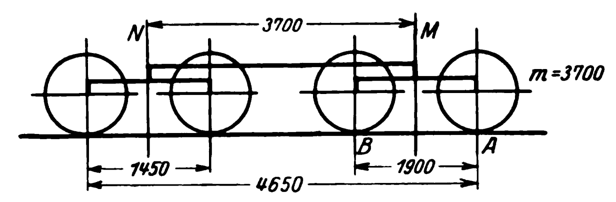


Abb. 5. Achsstand eines Tenders. Gesamtgewicht des Tenders: bei vollen Behältern 64 t, bei leeren Behältern 30 t.

Von Nebenumständen, soll wie oben bemerkt, im allgemeinen bei den vorwürfigen Untersuchungen abgesehen werden. Ein Punkt verdient jedoch besprochen zu werden, da sich in ihm die verschiedenen Drehgestellbauarten unterscheiden: es ist dies die durch den Führungsdruck im Gleisbogen herbeigeführte Belastungsänderung.

Wenn bei einem steifachsigen Fahrzeug der Halbmesser des führenden Rades kleiner ist als der der übrigen Räder (um den Betrag $r_T - r_L$), so wird bei einem durch den Rahmen hindurch übertragenen Führungsdruck P ein Moment $P(r_T - r_L)$ auftreten, das die Federn sämtlicher äußeren Räder mit $\frac{1}{2f} P(r_T - r_L)$ belastet, die inneren entlastet. An den Auflagestellen der Räder ist die Belastungsänderung nur $\frac{f}{s}$ mal so groß. Bei der Annahme, daß an der Querneigung n Federn beteiligt sind und diese gleiche Stärke haben, würde auf jede Feder und auf jedes Rad $\frac{1}{n}$ des angegebenen Betrages treffen.

Ist bei einer Lokomotive mit Drehgestell durch Anordnung seitlicher Stützen der Drehgestellrahmen an die Querneigung des Hauptrahmens gebunden, so wird die Änderung der Federbelastung an seinen Achsen genau so auftreten, wie wenn die Drehgestellachsen im Hauptrahmen gelagert wären. Ist aber der Hauptrahmen in einer Mittelpfanne unterstützt und hat der Angriffspunkt der Führungskraft am Drehzapfen die Höhe h über der Schiene, so werden (bei Unterstützung des Drehgestellrahmens in vier Punkten oder in zwei seitlichen Punkten) die Federn des Drehgestellrahmens auf der äußeren Seite mit $\frac{P_d(h - r_L)}{2f}$ stärker belastet. Im allgemeinen ist h nicht viel von $r_L$ verschieden, so daß aus dieser Ursache die Änderung der Federbelastung am Drehgestell nahezu gleich 0 ist. Der Hauptrahmen erfährt jedoch eine Momenteinwirkung $P_d(r_T - h)$, die durch die Belastungsänderung der Federn an den im Hauptrahmen gelagerten Achsen aufgenommen werden muß. (Belastungserhöhung an den äußeren Rädern.)

Außer den vorstehend erörterten, durch die Federn hindurchgehenden Belastungsänderungen erfährt das führende Rad in allen Fällen eine Belastungserhöhung durch das Moment der an seinem Achslager auf den Rahmen übertragene Kraft $P_A$ in der Größe $\frac{1}{2s} . P_A r_L$.

Zahlenbeispiel: Es sei $P_A = 1000$ kg; dann ist

$$\frac{P_A r_L}{2s} = \frac{1000 . 450}{1500} = 300 \text{ kg}$$

die stets eintretende Belastungserhöhung des führenden Rades. Ferner ist, wenn die am Drehzapfen übertragene Führungskraft $P_d$ mit 3000 kg angenommen wird:

$$\frac{1}{2s} P_d(r_T - r_L) = \frac{3000\ (950 - 450)}{1500} = 1000 \text{ kg.}$$

Nehmen die beiden Drehgestellräder an der Belastungsänderung teil (wie bei Fall 1) so entfällt bei der 2 C 1 Lokomotive auf jedes Rad der Lokomotive $^1/_6 . 1000$; bei Fall 4 und 5 bleiben die Räder unbeeinflußt und im Falle der Dreipunktunterstützung mit Seitenauflagerung (Fall 3) entfällt auf die Achse ohne den Querausgleich $\pm \frac{1000}{5}$ während die andere unbeeinflußt bleibt.

Von ausschlaggebender Bedeutung ist der vorbesprochene Einfluß also nicht. Bei der Zahlenberechnung der Höchstwerte der Belastungsänderungen (s. u.) blieb er daher außer Acht, um so mehr, als es sich um eine günstige Wirkung handelt.

Zu den auf der Tafel dargestellten Ausführungsformen werden nachfolgend noch einige Bemerkungen gemacht. Ein Längsausgleich ist nur vorhanden, wenn die Federn jeder Seite durch Ausgleichhebel verbunden sind *) oder für die beiden Räder einer Seite eine gemeinsame, mittels gekröpften Längsträgers, sogenannten Schwanenhalsträgers auf den Lagergehäusen aufruhende Feder angeordnet ist (Taf. 16, Abb. 2 u. 6). Dagegen gibt, wenn Einzelfedern angeordnet sind, die seitliche Abstützung in Kugelzapfen keinen Ausgleich zwischen Vorder- und Hinterrad für den vorwürfigen Fall der Verdrehung der Achsen auf windschiefer Unterlage. Denn der Drehgestellrahmen könnte sich ja nur um eine die Kugelstützzapfen verbindende Querachse neigen, während zum Ausgleich der Belastungen bei den oben angenommenen Verhältnissen auf der linken Seite das vordere Ende eines Ausgleichhebels sich zur Belastungserhöhung der vorderen Federn nach abwärts, auf der rechten, wo eine Belastungminderung erforderlich, nach aufwärts neigen müßte. Ebensowenig geben die Fachwerkdrehgestelle mit Querfedern und Wiege, wie sie bei Tendern vielfach angewendet werden (Taf. 16, Abb. 7), einen Längsausgleich. Hier sind die vier Lagergehäuse mit dem Fachwerkrahmen starr

*) Z. B. bei der 2 B Verb.-Lok. der ehemaligen bayerischen Staatseisenbahnen.

verbunden, so daß theoretisch eine Anpassung an eine windschiefe Unterlage überhaupt nicht möglich ist; nur unter Verwindung des Rahmens kann dies geschehen, die Veränderung der Achsdrücke ist dabei unbestimmbar. Auf einer Überhöhungsrampe 1:100 würde ein solches Fachwerkdrehgestell bei 1700 mm Achsstand, wenn drei Räder aufruhen, am vierten Rad einen Abstand von 17 mm von der Schiene haben, und bei einer Rampe 1:400 immer noch von $4^1/_4$ mm. In jüngster Zeit erhalten daher solche Fachwerk-Tenderdrehgestelle in richtiger Weise noch Einzelfedern (in Schraubenform) an jedem Rade. — Für den Ausgleich der Belastungen in der Querrichtung hat die Anordnung der Querfedern keine Wirkung. Die Federn der beiden Seiten werden vielmehr, ähnlich wie bei dem Lokomotivdrehgestell mit Schwanenhalsträgern und gemeinsamen Längsfedern für die beiden Räder einer Seite, je nach der Neigung zwischen Tenderrahmen und Drehgestell verschieden stark belastet.

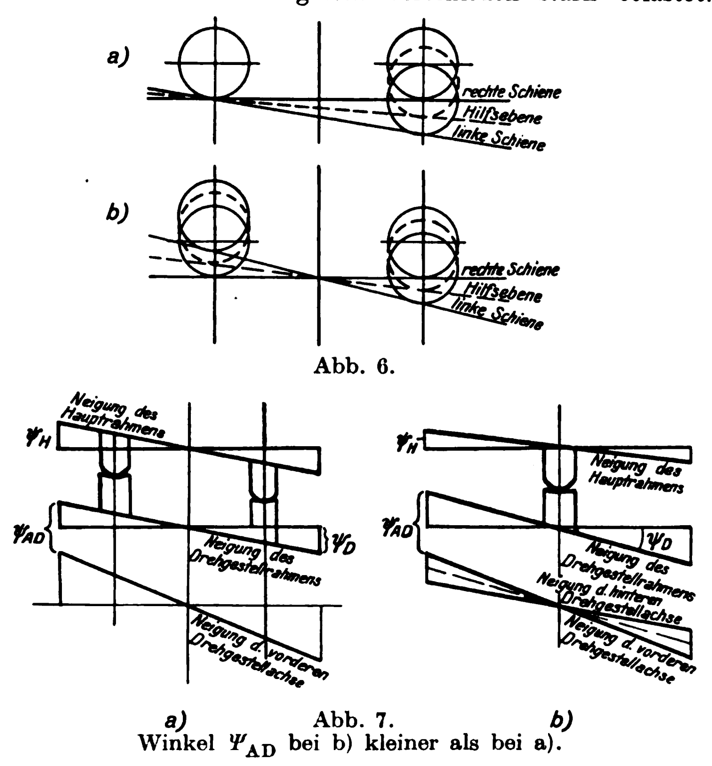



Abb. 6.

a) Abb. 7. b)
Winkel $\Psi_{AD}$ bei b) kleiner als bei a).

Hinsichtlich der Querneigung ist der Drehgestellrahmen solange durch die Querneigung des Hauptrahmens beeinflußt, als durch die Art der Lastübertragung ein Moment übertragen werden kann. Die Beeinflussung wirkt ungünstig, da, wie oben gezeigt, der unabhängig einstellbare Drehgestellrahmen eine zwischen Vorder- und Hinterachse des Drehgestells liegende Neigung annehmen würde (Textabb. 7a), während der Hauptrahmen, durch die weiter zurückliegenden Achsen mitbeeinflußt, eine den Drehgestellachsen weniger gut entsprechende Neigung annimmt (s. Textabb. 7a und b).

Da bei seitlicher Auflagerung Drehgestellrahmen und Hauptrahmen sich hinsichtlich der Querneigung wie ein Ganzes verhalten, so ist für die Einstellung auf windschiefen Bahnflächen zwischen Tendern mit zwei Drehgestellen mit seitlichen Auflagern und dem Tender bayerischer Bauart mit im Tenderrahmen gelagerten hinteren Achsen kein Unterschied.

Unbedingt gezwungen, die Querneigung des Hauptrahmens mitzumachen, ist der Drehgestellrahmen, wenn die Lastübertragung in zwei seitlichen Stützen erfolgt, mögen sie eben oder kugelförmig gestaltet sein. Wenn der Hauptrahmen in der Mitte mittels ebener Flächen aufruht, so ist der Drehgestellrahmen solange in gleicher Ebene wie der Hauptrahmen, als kein Abklappen eintritt. Ein Abklappen tritt dann ein (vorausgesetzt, daß das Lager des Drehgestellzapfens dies zuläßt), wenn die Kraftrichtung aus der Unterstützungsplatte hinausfallen würde. Statt einer in der Mitte angreifenden Kraft und eines Momentes kann die Wirkung zwischen Drehgestell und Hauptrahmen ja durch eine seitlich angreifende Kraft — die Mittelkraft aus den an den vier Rädern auftretenden wirklichen Kräften — dargestellt werden. Ihre äußerste Lage ist an der Kante der Auflagerplatte, der Höchstwert des übertragenen Momentes ist also, wenn $G_d$ der vom Hauptrahmen auf das Drehgestell übertragene Gewichtsanteil und b die halbe Breite der Platte $M_{gr} = G_d . b$. Andrerseits wird das von einem Drehgestell nach Bauart 1 auf einer windschiefen Bahnfläche auf den Hauptrahmen übertragene Moment dargestellt durch $M = 2f(\sigma - \lambda_M)\delta_M$. Für eine 2 C 1 Lokomotive der oben angegebenen Abmessungen hat dieser Ausdruck in einem Übergangsbogen mit einer Rampe $i = 1:100$ den Wert 4150 mkg. — Da nun $G_d$ für diese Lokomotive mit rund 20000 kg anzunehmen ist folgt für die halbe Breite der Reibplatte $b = 4150:20000 = 0,208$ m. Die Platte müßte also mindestens 416 mm breit sein, wenn ein Abklappen vermieden werden soll. Selbstverständlich lassen Drehgestelle mit ebenen mittleren Auflagerplatten auch um eine Querachse keine Neigung gegen den Hauptrahmen zu.

Bei den nachfolgenden Berechnungen ist vorausgesetzt, daß die Neigung der Achsen zum Rahmen in keiner Weise behindert ist, die Führungen der Achslagergehäuse sowohl im Drehgestellrahmen wie im Hauptrahmen also den nötigen Spielraum besitzen. Andernfalls tritt aus dieser Ursache ein Abklappen der einen seitlichen Stütze ein, wie dies im vorangegangenen Aufsatz eingehend behandelt worden ist*).

## C. Vergleich der verschiedenen Drehgestellbauarten, Zahlenwerte.

Um die zahlenmäßige Wirkung für die verschiedenen Lokomotiven zu vergleichen, wurde für zwei Lokomotiven und einen Tender der in Abb. 3 bis 5 wiedergegebenen Achsstände und für zwei verschiedene Neigungen der Überhöhungsrampe, 1:100 und 1:400 der Betrag der Belastungsänderung sowie die auftretenden Achs- und Rahmenneigungen ausgerechnet und in der nachfolgenden Übersicht 1 zusammengestellt.

Für den Tender mit einem Drehgestell sind dabei hinsichtlich Federanordnung und Auflagerung dieselben Drehgestellbauarten wie für Lokomotiven zugrunde gelegt worden, nur mit dem Unterschied, daß die Federn außerhalb der Räder angenommen wurden, was wesentlich ungünstiger ist. (Ein Tenderdrehgestell mit Einzelfedern und mittlerer Auflagerung ist auf Taf. 16, Abb. 8 dargestellt).

Die Belastungsänderungen sind der Rampenneigung, wie aus den Formeln hervorgeht, proportional. Für die Federstärke wurde bei den Drehgestellfedern $\delta = 125$ kg/mm, bei den Treibrad- und hinteren Laufradfedern $\delta = 100$ kg/mm und bei den Tenderfedern $\delta = 150$ kg/mm zugrunde gelegt.

Für die Bauart des ersten Falles wurde bei der 2 C 1 Lokomotive auch die Wirkung einer steiferen Drehgestellfeder ($\delta = 140$) untersucht.

In jüngster Zeit wird bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft Federstahl von wesentlich größerer Festigkeit als früher — 85 kg/mm² im ungehärteten, 120 kg/mm² und darüber im gehärteten Zustand verwendet. Auf die Federstärke $\delta$ und damit auf die Anpassung der Lokomotiven an das Gleis hat

*) Bei dieser Gelegenheit sei ein in diesem Aufsatz Jahrgang 1926, Seite 504 r. Spalte vorhandener Fehler berichtigt: Der fehlende Winkelausschlag ist $0,025 - 0,0020 = 0,023$ oder 1:45 bzw. $0,025 - 0,0056 = 0,0194$ oder 1:52. Der Stützzapfen steht auf der einen Seite um $0,023 \times 965$ bzw. $0,019 \times 965$ d. h. 21 bzw. 18 mm von der Stützpfanne ab.

## Übersicht 1.

Belastungsänderungen an Drehgestellen auf windschiefen Bahnflächen. Vorwärtsfahrt.

| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 2 C 1 oder 2 D Lokomotive, Federstärke am Drehgestell | | | | 2 C Lokomotive Federstärke am Drehgestell | | Vierachsiger Tender mit einem Drehgestell, Außenrahmen, Federstärke | |
| | | 125 kg/mm | | 140 kg/mm | | 125 kg/mm | | 150 kg/mm | |
| | Neigung der Überhöhungsrampe . . . . i = | 1 : 100 | 1 : 400 | 1 : 100 | 1 : 400 | 1 : 100 | 1 : 400 | 1 : 100 | 1 : 400 |
| | **1. Fall: Drehgestell ohne Längsausgleich, Seitenauflagerung.** | | | | | | | | |
| 1 | Änderung der Radbelastung an der Vorderachse $\pm \Delta_A$ . . . . . . . . . . . . kg | 1770 | 440 | 1940 | 485 | 1390 | 350 | 3640 | 910 |
| 2 | in % der regelmäßigen Belastung [1] . . . . | 31 | 7,6 | 34 | 8,5 | 24 | 6 | 97 | 24 |
| 3 | Änderung der Radbelastung an der Hinterachse $\pm \Delta_B$ . . . . . . . . . . . . kg | 980 | 245 | 1040 | 260 | 580 | 145 | 1330 | 330 |
| 4 | in % der regelmäßigen Belastung . . . . . | 15 | 4 | 18 | 4,5 | 10 | 2,5 | 36 | 9 |
| 5 | Neigung des Hauptrahmens und Drehgestellrahmens zur hinteren Fahrzeugachse $\Psi_H = \Psi_D$ | 1 : 31 | 1 : 124 | 1 : 30 | 1 : 120 | 1 : 46 | 1 : 184 | 1 : 81 | 1 : 324 |
| 6 | Neigung der vorderen Drehgestellachse zum Drehgestellrahmen $\Psi_{AD}$ . . . . . . . . | 1 : 31 | 1 : 124 | 1 : 32 | 1 : 128 | 1 : 40 | 1 : 160 | 1 : 55 | 1 : 220 |
| | **2. Fall: Drehgestell mit Längsausgleich, Seitenauflagerung.** | | | | | | | | |
| 7 | Änderung der Radbelastung an der Vorder- und Hinterachse $\pm \Delta_A = \pm \Delta_B$ . . . . . kg | 1390 | 350 | — | — | 900 | 225 | 2590 | 650 |
| 8 | in % der regelmäßigen Belastung | 24 | 6 | — | — | 16 | 4 | 69 | 17 |
| 9 | $\Psi_H$ $\Psi_D$ und $\Psi_{AD}$ . . . . . . . . . . | wie bei Ziffer 5 und 6 | | | | | | | |
| | **3. Fall: Drehgestell mit Dreipunktaufhängung, Seitenauflagerung.** | | | | | | | | |
| 10 | Änderung der Radbelastung an der Vorderachse $\pm \Delta_A$ . . . . . . . . . . . . kg | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 11 | Änderung der Radbelastung an der Hinterachse $\pm \Delta_B$ . . . . . . . . . . . . kg | 1420 | 355 | — | — | 970 | 240 | 2410 | 600 |
| 12 | in % der regelmäßigen Belastung . . . . . | 25 | 6 | — | — | 17 | 4 | 54,1 | 13 |
| 13 | Neigung des Hauptrahmens und des Drehgestellrahmens zur hinteren Fahrzeugachse $\Psi_H = \Psi_D$ | 1 : 41 | 1 : 164 | — | — | 1 : 68 | 1 : 272 | 1 : 164 | 1 : 656 |
| 14 | Neigung der vorderen Achse zum Drehgestellrahmen $\Psi_{AD}$ . . . . . . . . . . . . | 1 : 25 | 1 : 100 | — | — | 1 : 31 | 1 : 124 | 1 : 41 | 1 : 164 |
| | **4. Fall: Drehgestell ohne Längsausgleich, Auflagerung in mittlerem Kugelzapfen.** | | | | | | | | |
| 15 | Änderung der Radbelastung aus der vorderen und hinteren Drehgestellachse $\pm \Delta_A = \mp \Delta_B$ kg | 410 | 100 | — | — | wie Spalte 2 | | 1280 | 320 |
| 16 | in % der regelmäßigen Belastung . . . . . | 7 | 2 | — | — | wie Spalte 2 | | 34 | 8 |
| 17 | Neigung des Hauptrahmens zur hinteren Fahrzeugachse $\Psi_H$ . . . . . . . . . . . . | 1 : 62 | 1 : 248 | — | — | 1 : 140 | 1 : 560 | 0 | 0 |
| 18 | Neigung des Drehgestellrahmens zur hinteren Fahrzeugachse $\Psi_D$ . . . . . . . . . . | 1 : 17,5 | 1 : 70 | — | — | 1 : 25 | 1 : 100 | 1 : 41 | 1 : 164 |
| 19 | Neigung der vorderen Achse zum Drehgestellrahmen $\Psi_{AD}$ . . . . . . . . . . . . | 1 : 135 | 1 : 640 | — | — | wie Spalte 2 | | 1 : 159 | 1 : 636 |
| | **5. Fall: Drehgestell mit Längsausgleich, Auflagerung in mittlerem Kugelzapfen.** | | | | | | | | |
| 20 | Änderung der Radbelastung an der vorderen und hinteren Achse $\Delta_A = \Delta_B$ . . . . . . | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 21 | Neigungen $\Psi_H$ $\Psi_D$ $\psi_{AD}$ . . . . . . . . . | wie bei Fall 4 | | | | | | | |

[1]) Regelmäßige Radbelastung: Bei den Drehgestellen der 2 C 1 und 2 C Lokomotive: 5750 kg; beim Drehgestell des Tenders (bei aufgebrauchten Vorräten): 3750 kg.

Bemerkung: Die Belastungsänderungen und die Neigungen von Rahmen und Achsen ändern sich im selben Verhältnis wie die Rampenneigung.

Wenn die Lokomotive oder der Tender mit dem Drehgestell voran aus einer Gleiskrümmung ausläuft, wird das führende Rad auf der Überhöhungsrampe um die angegebenen Beträge entlastet.

dies keinen Einfluß, denn, wie aus der Formel für $\delta$ (Seite 428) hervorgeht, ist dieses nur vom Elastizitätsmodul E abhängig. Der Elastizitätsmodul ist aber für alle Stahlsorten nahezu unveränderlich und beträgt auch für den neuen Stahl nach vom RZA. vorgenommenen Versuchen 2200000. Die Verwendung von Stahl höherer Festigkeit hat also nur die Wirkung einer größeren Bruchsicherheit bei gleicher Belastung, oder einer höheren Beanspruchung der Feder bei unverändertem Sicherheitsgrad (die Durchbiegung wird natürlich entsprechend der Beanspruchung größer)*).

Die Änderung der Rahmenlage $\sigma$ wird durch eine Änderung von $\delta$ nicht merklich beeinflußt, infolgedessen ist die Be-

*) Allerdings werden bei Federn aus diesem Stahl unter Vergrößerung der Federblattabmessungen auch größere Federstärken, von $\delta = 200$ kg/mm bei Laufrad-, $\delta = 150$ kg/mm bei Treibradfedern verwendet. Dieser Umstand erhöht natürlich den Betrag der Belastungsänderungen.

lastungsänderung $\Delta_M$ oder $\Delta_A$ angenähert mit $\delta_A$ bzw. $\delta_M$ proportional. —

Wenn man nun die einzelnen Drehgestellbauarten an Hand der vorstehenden Ausführungen, insbesondere der in der Übersicht gegebenen Zahlen für die Belastungsänderungen, hinsichtlich ihrer Anpassungsfähigkeit an windschiefe Fahrbahnflächen, d. h. hinsichtlich des Grades der Abminderung der Belastung am führenden Rade prüft, so ergibt sich, daß an erster Stelle die Bauart mit kugelförmigem Mittelstützzapfen steht, wie sie besonders bei der von Amerika her eingeführten Auflagerung in einer Wiege vorliegt (Fall 4 und 5 der Übersicht). Hier kann sich das Drehgestell vollständig unabhängig vom Hauptrahmen einstellen. Der Betrag der Belastungsänderung, wenn dabei Einzelfedern angeordnet sind (Fall 4 der Übersicht), ist dabei wegen des kurzen Achsstandes so unbedeutend, daß sie keine Rolle spielt. Durch Längsausgleich kann erreicht werden, daß die Verschiedenheit der Belastung vollständig verschwindet und die Belastung der vier Räder unverändert bleibt, welche Unebenheiten auch in der Bahn vorhanden sind (Fall 5 der Übersicht).

Seitenauflagerung oder Auflagerung des Hauptrahmens in einer ebenen mittleren Gleitfläche, letzteres hauptsächlich bei englischen Lokomotiven üblich, sind erheblich ungünstiger, (Fall 1 und 2). — Ob die seitliche Auflagerung in Kugelflächen oder in ebenen Gleitflächen stattfindet, ist dabei für die windschiefe Einstellung belanglos. Ausgleichfedern auf jeder Seite (Fall 2), wie ursprünglich in Amerika, seit von Borries auch bei ehemals preußischen Lokomotiven und neuerdings bei Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft (Hannoversche Bauart) sichern bei Seitenauflagerung wenigstens, daß die Belastungsänderungen an den Rädern einer Seite gleich, und damit an den Rädern der Vorderachse etwas geringer werden.

Die Anordnung einer Querfeder über der Vorderachse (Dreipunktaufhängung des Drehgestelles, Fall 3) hat ebenfalls eine völlige Unempfindlichkeit der führenden Drehgestellachse, also bei Lokomotiven der wichtigsten Achse des ganzen Zuges, gegen Gleisverwindungen zur Folge, unabhängig davon, ob die Lastauflagerung mit mittlerem Kugelzapfen oder seitlich erfolgt. Dies hat nur Einfluß auf die Belastungsänderungen an der hinteren Drehgestellachse, auf die es jedoch weniger ankommt *).

Die ungünstigste Bauart ist jedenfalls die, bei der neben Seitenauflagerung Einzelfedern angeordnet sind (Fall 1 der Übersicht). Hier kann im Auslaufbogen eines Gleisbogens bei einer (regelmäßig allerdings nicht vorkommenden) Rampenneigung 1:100 die Entlastung des führenden Rades auf 1770 kg = 31 % der regelmäßigen Belastung ansteigen, während sie bei 1:400 Rampenneigung allerdings nur den vierten Teil ausmacht.

Besonders ungünstig verhält sich der vierachsige Tender mit vorderem Drehgestell bei Seitenauflagerung. Hier wirkt vor allem der Außenrahmen ungünstig, der die windschiefe Lage der Gleisstränge an den Federn im Verhältnis 2000:1500 vergröbert (gegenüber einer Verkleinerung bei innenliegenden Federn). Dazu kommt die Wirkung der steiferen Federn ($\delta$ = 150 statt 125 oder 100). Endlich der Umstand, daß die Belastung bei aufgebrauchten Vorräten nur etwa die Hälfte beträgt wie bei vollen Behältern. (Allerdings ist im ersteren Fall auch der Führungsdruck am Vorderrad geringer.) Das führt dazu, daß bei 1:400 geneigter Rampe die Belastung auf 76 % sinkt, während bei 1:100 geneigter Rampe das führende Rad seine Belastung völlig verlieren, also entgleisen müßte. Kann sich die Laständerung auf die Vorder- und Hinterachse gleichmäßig verteilen (Fall 2 der Übersicht), so ergibt sich eine erhebliche Besserung; sie beträgt dann nur noch ~ 2/3. Die Belastung in einer mittleren Kugelfläche, wobei also das Drehgestell vom Hauptrahmen nicht beeinflußt wird, liefert beim Tender mit Vierpunktunterstützung eine Belastungsänderung von 1280 bzw. 320 kg (34 bzw. 8 %, Fall 4). (Abb. 8 auf Taf. 16.) Das ist erheblich mehr als beim Lokomotivgestell, wegen der außenliegenden und steiferen Federn. Es ist bemerkenswert, daß auch in diesem verhältnismäßig günstigen Fall bei fehlerhaften Rampen von 1:100 noch Entlastungen von 34 % vorkommen. Vollständig beseitigt ist die betriebsgefährliche Entlastung im Falle 5, d. h. bei seitlichem Federausgleich, und (an der Vorderachse), im Falle 3, d. h. bei Dreipunktunterstützung.

Fachwerkdrehgestelle ohne Einzelfederung können sich nur unter Verwindung windschiefen Flächen anpassen und sind nur bei sehr kurzen Achsständen erträglich, an führender Stelle bei Lokomotiven wären sie jedenfalls gänzlich unzulässig, sie werden auch nur bei Tendern und Wagen angewendet.

Die Zahlen der Übersicht beziehen sich auf Tender mit Drehgestellen der gleichen Bauart wie bei Lokomotiven. Bei Tendern mit Fachwerk-Drehgestellen fällt die Federebene im allgemeinen mit der Laufkreisebene der Räder (2 f = 2 s = 1500 mm) zusammen. Die Belastungsänderungen werden dadurch geringer als bei außerhalb der Räder liegenden Federn. Es ist für einen solchen Tender (seitliche Auflagerung an beiden Drehgestellen) die Änderung der Belastungen in der Drehgestellmitte: $\pm \Delta_M = \mp \Delta_N = 2775$ kg, so daß die geänderten Belastungen an den Querfedern bei leeren Behältern betragen: l. v. und r. h. 975 kg, r. v. und l. h. 6325 kg. Wie schon oben bemerkt, ist die Verteilung auf die beiden Räder einer Drehgestellseite statisch unbestimmt.

Die Bedeutung der vorstehenden Zahlen erkennt man, wenn man den Grenzbetrag des Führungsdruckes ermittelt, der dem nach der Entlastung noch verbleibenden Raddruck entspricht. Wie in meinen früheren Untersuchungen*) über den Bogenlauf gezeigt, kann dieser kritische Wert $Y_k$ mit $5{,}7\,\mu\,Q$ angesetzt werden, wenn Q den Raddruck $\mu$ die Reibungsziffer bezeichnet. Den in der Übersicht bei Fall 1 für die Lokomotivdrehgestelle angeführten Entlastungen von 1770, 1940 und 1390 kg entspricht bei einer Normalbelastung von 5750 kg und einer Reibungsziffer von 1/4:

$Y_k$ = 5600 kg, 5400 kg und 6200 kg**).

Nimmt man den größten bei einer 2 C 1 auftretenden Führungsdruck Y mit etwa 2000 kg am führenden Drehgestellrad an und bezeichnet man das Verhältnis $Y_k : Y$ als Entgleisungssicherheit, so ist diese bei der Drehgestellbauart nach Fall 1 bei der 2 C 1 und 2 C Lokomotive und bei den angenommenen ungünstigen Gleisverhältnissen den obigen Entlastungsziffern entsprechend: 2,8, 2,7 und 3,1, bei der Bauart nach Fall 2) 3,1, —, 3,4, während bei unveränderter Belastung die Ziffer 4,1 beträgt.

Auch für Rückwärtsfahrt der Fahrzeuge wurden einige Hauptwerte berechnet, sie sind in der Zusammenstellung 2 angegeben. Es zeigt sich, daß bei einer Lokomotive mit einem in zwei seitlichen Punkten den Hauptrahmen tragenden Drehgestell die Belastungsänderung der Schleppachse bei Rückwärtsfahrt mit 1850 kg noch etwas ungünstiger ist als die der vorderen Drehgestellachse bei Vorwärtsfahrt, allerdings nicht im Verhältnis zum regelmäßigen Raddruck, der ja an der Schleppachse höher ist. Quer-

*) Drehgestelle mit Dreipunktunterstützung sind an den Lokomotiven der vorm. bayer. Staatseisenbahnen der Gattung DXII und Pt 3/6 nach v. Helmholtzschem Entwurf ausgeführt, ferner an mehreren Gattungen elektrischer Lokomotiven auf den bayerischen Linien (nach dem Entwurf von Lotter) und auf den preußischen Linien der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

*) Organ 1903, Beilage.

**) Bei 31, 34 und 24 % Entlastung ist der noch verbleibende Raddruck 69, 66 und 76 % von 5750 kg; diese Werte mit $\frac{1}{4} \cdot 5{,}7$ multipliziert, geben den jeweiligen Grenz-Führungsdruck.

Übersicht 2.

Änderungen der Radbelastungen in kg an der führenden Achse bei Rückwärtsfahrt.

| | Rampenneigung 1:100 | Rampenneigung 1:400 |
|---|---|---|
| **2 C 1 oder 2 D Lokomotive.** | | |
| Fall 1 und 2. Lokomotive besitzt ein Drehgestell mit Seitenauflagerung (Längsausgleich kann vorhanden sein oder fehlen) . . . . . . . | 1850 | 460 |
| Fall 3. Lokomotive besitzt ein Drehgestell mit Seitenauflagerung, an der vorderen Achse ist Querausgleich vorhanden . . . . . . . . | 1070 | 280 |
| Fall 4 und 5. Die Lokomotive ruht in einem mittleren Auflager auf dem Drehgestell . . . | 720 | 180 |
| **Vierachsiger Tender.** | | |
| Fall 1 und 2. Tender bayerischer Bauart mit einem Drehgestell, bei dem der Tender auf dem Drehgestell in zwei seitlichen Punkten aufruht, oder Tender mit zwei Drehgestellen, bei dem diese Unterstützungsweise an beiden Drehgestellen vorhanden . . . . . . . . . . . | 2460 | 620 |
| Fall 4 und 5. Tender mit einem Drehgestell mit mittlerem Auflager, die im Rahmen festgelagerten Achsen sind durch Längsausgleichhebel verbunden . . . . . . . . . . . . . . . . | 0 | 0 |
| Dgl., wenn solche Ausgleichhebel nicht angebracht wären . . . . . . . . . . . . . . . . | 1260 | 320 |

ausgleich an einer Drehgestellachse vermindert diese Belastungsänderung erheblich, noch mehr ist dies der Fall, wenn infolge mittlerer Auflagerung des Hauptrahmens von den Drehgestellfedern ein Moment auf den Hauptrahmen überhaupt nicht übertragen werden könnte. Ähnlich ist dies beim Tender. Wenn der Tenderrahmen auf dem Drehgestell nur in der Mitte aufruht, stellen sich die im Tenderrahmen festgelagerten Achsen unbeeinflußt von den vorderen ein. Die Belastungsänderungen würden, wenn keine Längsausgleichhebel vorhanden wären, über Eck gleich sein, da solche aber im allgemeinen angeordnet sind, findet ein Ausgleich statt, und es tritt in diesem Falle bei Rückwärtsfahrt keine Belastungsänderung ein. Liegt aber der Tender in zwei seitlichen Punkten auf dem Drehgestell auf, so treten erhebliche Belastungsänderungen auf; die Größe wie bei Vorwärtsfahrt erreichen sie (wegen der Längsausgleichhebel) aber nicht. Tender mit zwei Drehgestellen und seitlicher Auflagerung an beiden verhalten sich bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt gleich ungünstig.

Wie auf Grund der vorstehenden Ausführungen zusammenfassend nochmals gesagt sein soll, gibt eine Querfeder an der vorderen Achse oder ein gleichwertiger Ausgleichhebel zwischen den seitlichen Tragfedern der beiden Vorderräder vollen Belastungsausgleich an dieser Achse. Querausgleich der Belastungen beider Drehgestellseiten durch mittleres Auflager vermindert auch bei unabhängiger Abfederung jedes Rades die Belastungsänderung auf ein geringes Maß. Werden gleichzeitig seitliche Längsausgleichhebel angeordnet, so tritt an allen vier Rädern keinerlei Belastungsänderung ein. Seitliche Längsausgleichhebel ohne gleichzeitigen Querausgleich durch mittlere Auflagerung haben nur eine geringe Verbesserung zur Folge.

---

Schließlich sei noch kurz auf die bei der Anlage der Bahn und bei der Unterhaltung tatsächlich vorkommenden Gleisverwindungen eingegangen. Nach den gesetzlichen Bestimmungen muß eine Überhöhung beim Bogen-Ein- und Auslauf mindestens auf das 300fache ihres Betrages auslaufen. Die neuen Oberbauvorschriften machen das Neigungsverhältnis von der Geschwindigkeit abhängig und schreiben für Gleise, die mit Fahrgeschwindigkeiten von 80 km/h und mehr befahren werden, mindestens das 1000fache, für Fahrgeschwindigkeiten unter 80 km bis herab zu 50 km/h mindestens das 600fache, und für geringere Geschwindigkeit mindestens das 400fache des Überhöhungsbetrages als Rampenlänge vor. Ein Zusammenhang zwischen der statischen Einstellung und der Geschwindigkeit besteht eigentlich nicht. Die höhere Geschwindigkeit wirkt, wenn man die durch die Bogenbewegung hervorgerufene Fliehkraft in Betracht zieht, günstig, da sie die führenden Außenräder stärker belastet (beim Einlauf in den Bogen allerdings unter weiterer Vermehrung der schon durch die windschiefe Stellung hervorgerufenen Belastungserhöhung, beim Auslauf hingegen mit ausgleichender Wirkung). Die verschiedene Bemessung hat also nur den Sinn einer größeren Sicherheit bei höheren Geschwindigkeiten, wo der Übergang von einer Gleichgewichtslage des Lokomotivkörpers in eine andere unter Schwingungen vor sich geht und die Möglichkeit stärkerer Belastungsänderungen gegeben ist. Nach der statischen Einstellung könnte, wenn Gewähr besteht, daß keine stärkeren Rampen als 1:400 in der Bahn vorkommen, jede der angeführten Drehgestellbauarten angewendet werden. Es scheint jedoch, daß durch einseitige Senkungen in geraden Strecken und in Gleisbögen, ferner als Übergangszustand bei Unterhaltungsarbeiten, auch weit stärker geneigte Rampen auftreten, z. B. wenn ein in der Höhenlage ausgerichtetes Gleis an eine noch nicht in die Arbeit einbezogene Strecke angeschlossen wird. Da es sich hier nicht um den Einlauf- oder Auslaufbogen handelt, so ist wohl manchenorts die Auffassung vertreten, als seien die Vorschriften über den Verlauf der Rampen für solche Fälle nicht einschlägig. Um Zweifel nach dieser Richtung auszuschließen, dürfte eine klare Vorschrift hierüber empfehlenswert sein. Im übrigen erscheint es aber wohl auch für den Lokomotivbau angezeigt, bei einem Fahrzeugteil, von dem die Sicherheit gegen Entgleisung in so hohem Maße abhängt, diejenige Ausführungsform zu wählen, durch die auch bei fehlerhafter Gleislage noch die größtmögliche Sicherheit gegeben ist.

# Maschineller Gleisumbau nach dem Verfahren Neddermeyer.

Von Reichsbahnoberrat **Stübel**, Kassel.

Hierzu Tafel 17.

Die Bestrebungen, die Wirtschaftlichkeit auf allen Arbeitsgebieten zu fördern, haben im Oberbauwesen dazu geführt, die Handarbeit einzuschränken und teilweise durch Maschinenarbeit zu ersetzen. Man sucht damit bei den steigenden Löhnen an Arbeitskräften zu sparen und bei der fortschreitenden Zunahme der Gewichte der Oberbauteile die Arbeitskräfte zu entlasten, um sie weniger ermüdet bei den nur von Hand ausführbaren Arbeiten einzusetzen.

Dadurch lassen sich größere Tagesleistungen erzielen, was dem Betriebe in sehr erwünschter Weise zu statten kommt.

Beim Gleisumbau, bei dem in ganz besonderem Maße schwere Lasten zu bewegen sind, haben hauptsächlich für das Aufnehmen und Verlegen ganzer Gleisjoche maschinelle Vorrichtungen verschiedener Systeme Eingang gefunden; sie sind in der Fachliteratur bereits in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht besprochen worden.

Im Bezirk der Reichsbahndirektion Kassel sind in den





letzten Jahren eingehende Versuche mit einem neueren, dem Regierungsbaumeister a. D. Neddermeyer in Wabern (Bez. Kassel) patentierten*) Gleisumbauverfahren ausgeführt worden. Dieses Verfahren verdient seiner Einfachheit und Anpassungsfähigkeit halber und wegen der geringen Kosten für die Beschaffung der Geräte im Vergleich mit den bisher bekannten maschinellen Gleisumbauverfahren ganz besondere Beachtung.

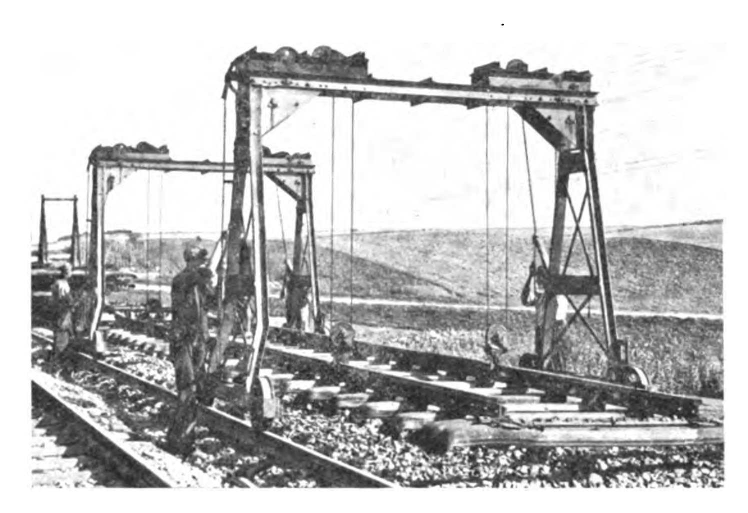


Abb. 1. Portalkran.



Abb. 2. Aussetzvorrichtung.

Das Verfahren Neddermeyer beruht darauf, daß Gleisjoche mit Hilfe zweier leichtbeweglicher Portalkräne, die auf seitlich ausgelegten Kranschienen laufen, aufgenommen und verlegt werden. Auch der Zusammenbau der neuen Gleisjoche auf dem Lagerplatz wird mit solchen Portalkränen ausgeführt.

**Geräte.**

Jeder Portalkran ist für eine Tragfähigkeit von 2,5 t gebaut und besitzt zwei von einander unabhängige Hubwerke, die mittels Haspelketten von Hand bedient werden. Die Kräne sind als steife Rahmen ausgebildet, die Last wird senkrecht auf die Fahrscheinen übertragen, ein Abgleiten der Räder von den Kranschienen wird durch deren Doppelflansch verhindert. Die Portalkräne sind im Lichten 2,80 m hoch und haben eine lichte Weite von 3,10 m (Textabb. 1). Diese große Lichtweite ermöglicht es, im Gegensatz zu anderen Gleisverlegemaschienen, die nur Lichtweiten bis höchstens 2,87 m aufweisen, auch Gleisjoche mit unregelmäßig langen Holzschwellen ohne weiteres aufzunehmen oder zu verlegen. Von den beiden Kranstützen ist die dem Nachbargleis zugekehrte in ihrem unteren Teil gekröpft, so daß der bei zweigleisigen Strecken erforderliche Mindestabstand (2 m) von der Mitte des Nachbargleises bestimmt gewahrt bleibt. Jedes Hubwerk kann infolge der günstig gewählten Übersetzungsverhältnisse durch einen Mann mit Leichtigkeit bedient werden. Das Ablassen der Gleisjoche wird durch eine besondere Senkvorrichtung am Hubwerk beschleunigt. Durch die Einzelbedienung der Hubwerke wird erreicht, daß die Gleisjoche in jeder Höhenlage beliebig geneigt festgehalten werden können. Das erweist sich hauptsächlich bei der Gleisverlegung in Krümmungen als ein wesentlicher Vorteil insofern, als beim Vorschieben des Joches zum Anlaschen eine Beschädigung der entsprechend der Überhöhung geneigten Steinschlagrippen der Eisenschwellen vermieden wird. An Zeit werden trotz der Handbedienung für das Aufnehmen und Verladen oder für Abladen und Verlegen eines Gleisjoches nur 3 bis 5 Minuten benötigt.

*) D. R. P. und Auslandspatente.

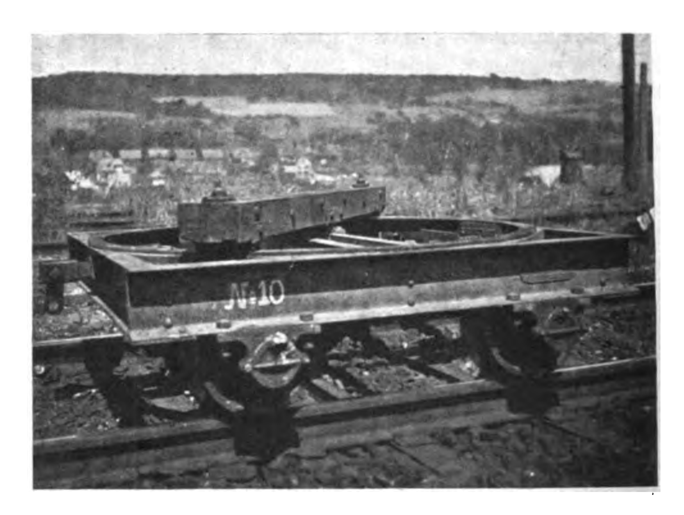



Abb. 3. Spezialkleinwagen.

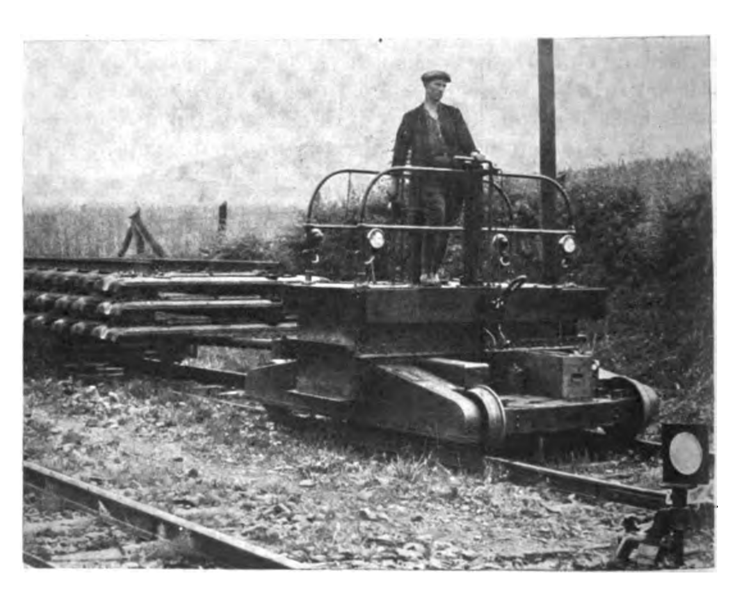


Abb. 4. Lokomotor.

Das Aussetzen der etwa 1 t schweren Portalkräne erfolgt mittels eines einfachen Windwerkes, das auf der drehbaren

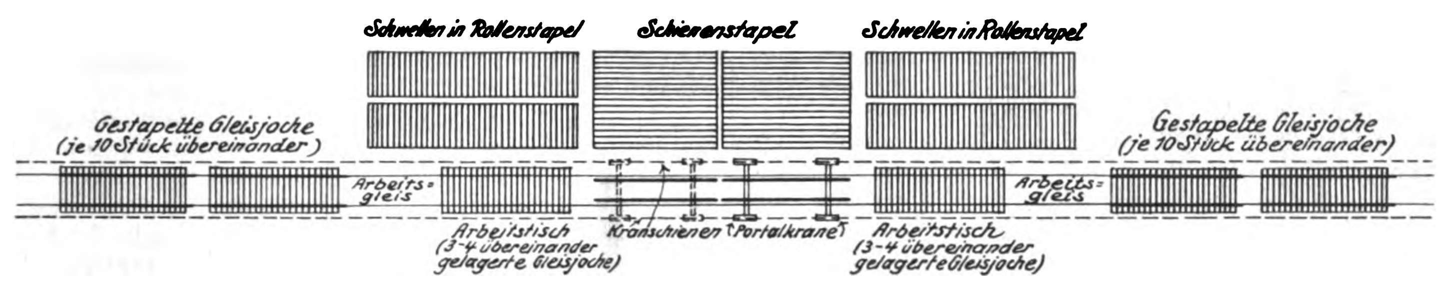



Abb. 5. Zweckmäßige Lagerung der Oberbaustoffe auf dem Arbeitsplatz.

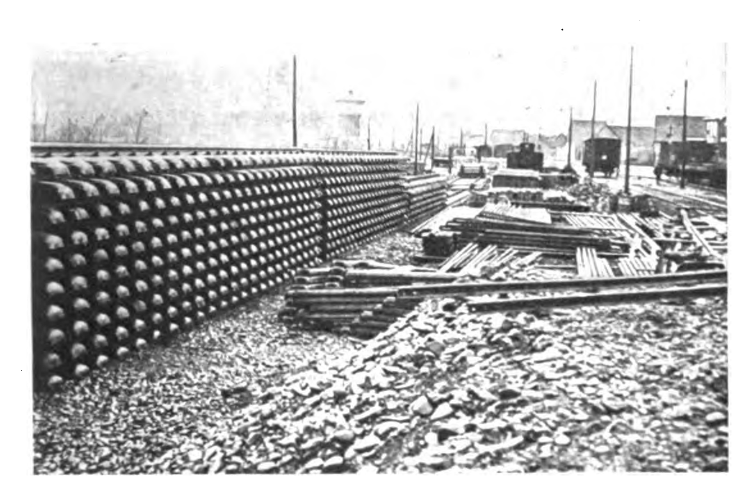


Abb. 6. Arbeitsplatz.




Abb. 8. Einsetzen eines Portalkranes.

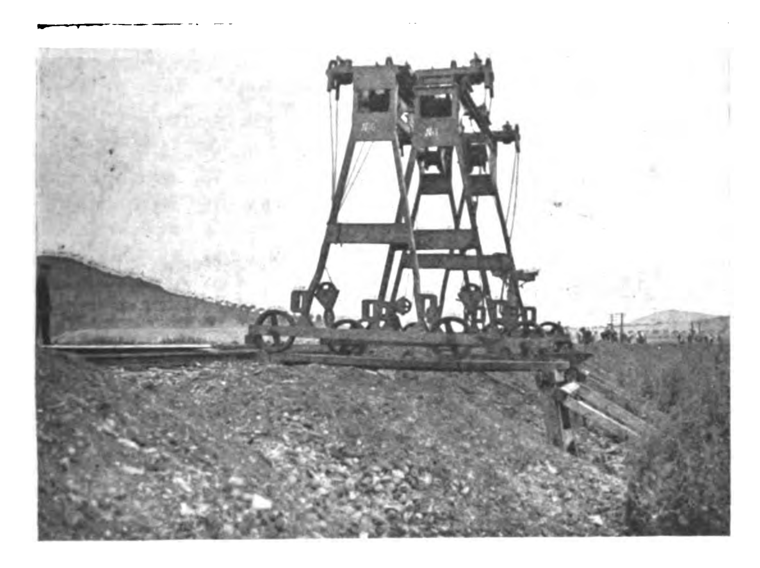


Abb. 7. Abgestellte Portalkräne.

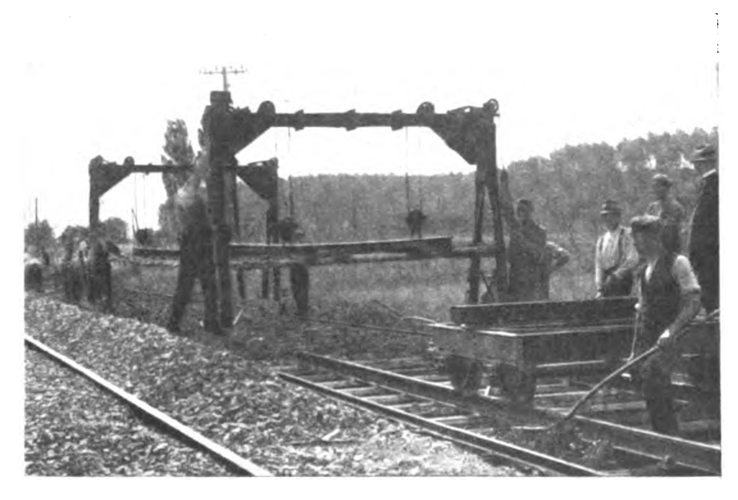


Abb. 9. Aufnehmen der alten Gleisjoche.

Plattform eines leichtgebauten Kleinwagens befestigt ist (Textabb. 2).

Zur Beförderung der Gleisjoche dienen besonders stark gebaute, mit Drehschemel versehene Kleinwagen von 10 t Tragfähigkeit, einer Bauhöhe von 0,65 m und einer Baulänge von 1,80 m (Textabb. 3).

Als Zugkraft bei der Beförderung der Gleisjoche zur Umbaustelle dient ein Lokomotor mit einer Leistung von 45 PS; er hat drei Übersetzungen mit Vor- und Rückwärtsgang und entwickelt eine Geschwindigkeit von 12 bis 15 km in der Stunde (Textabb. 4).

**Arbeitsweise.**

Die angelieferten neuen Oberbaustoffe werden auf einem der Umbaustrecke benachbarten Bahnhofe neben einem Gleise, das während der Umbauzeit außer Betrieb gesetzt werden kann (im folgenden „Arbeitsgleis" genannt), zweckmäßig nach obenstehender Handzeichnung gelagert (Textabb. 5). Falls auf solchen Bahnhöfen ein für den Zusammenbau der Joche erforderliches Gleisstück von 120 bis 150 m Länge aus betrieblichen Gründen nicht frei gemacht werden kann, werden die Neustoffe auf einem Bahnhofe mit günstigeren Platzverhältnissen oder in einem Oberbaustofflager gestapelt. In diesem Falle müssen die fertigen neuen Gleisjoche auf Eisenbahnwagen zu dem der Umbaustrecke nächstgelegenen Bahnhof befördert und auf die Kleinwagen umgeladen werden.

Der Zusammenbau der Gleisjoche erfolgt unter Verwendung zweier Portalkräne durch einen sechs Mann starken Arbeitstrupp, der in neunstündiger Arbeitsschicht 150 bis 180 m Gleis fertigstellt und stapelt (Textabb. 6). Die Arbeits-

leistung läßt sich durch Einsetzen weiterer Arbeitstrupps ohne Vermehrung der Portalkräne entsprechend vervielfachen. Bei dem Zusammenbau der Gleisjoche geschieht das Vorbringen der in das Arbeitsgleis gekanteten Schienen und das Absetzen derselben auf die ausgelegten Schwellen mit Hilfe der Portalkräne. Die ersten drei bis vier Joche bleiben übereinander gestapelt liegen und bilden den Arbeitstisch, auf dem die Arbeiter in bequemer Stellung die weiteren Gleisjoche zusammenbauen. Diese werden mittelst der Portalkräne einzeln abgehoben, entweder sofort auf Kleinwagen verladen oder, soweit die Lagerplatzverhältnisse es gestatten, bis zu zehn Stößen übereinander gestapelt. Diese vorteilhafte Ausnutzung der Kräne wird nur dadurch ermöglicht, daß sie das Arbeitsgleis in seiner ganzen Länge bestreichen.



Abb. 10. Arbeitsplatz für die Zerlegung der alten Gleisjoche.

Der Arbeitsvorgang auf der Gleisumbaustelle ist auf Tafel 17 dargestellt.

Am Tage vor Beginn des eigentlichen Gleisumbaues wird ein zweites Kranpaar nebst den erforderlichen Kranschienen, ferner eine Aussetzvorrichtung zur Umbaustelle befördert.

Die für die Dauer der Gleisverlegearbeiten auf der Umbaustelle verbleibenden Portalkräne werden am Bahnkörper seitlich abgesetzt und gegen unbefugtes Verschieben durch Kettenverschluß gesichert (Textabb. 7). Die Kranschienen werden mit einer Spurweite von 3,30 m verlegt, sie müssen über die tägliche Umbaulänge beiderseits um mindestens 30 m hinausreichen, damit die während des Umbaues an den Enden der Umbaustrecke stehenden Kleinwagen durch die Portalkräne be- und entladen werden können.

An dem Umbautage bringt der Lokomotor die leeren und die mit neuen Gleisjochen beladenen Kleinwagen in dem gesperrten Gleis zur Umbaustelle. Inzwischen werden mit Hilfe der Aussetzvorrichtung die Portalkräne in das Krangleis eingesetzt (Textabb. 8). Diese Arbeit wird durch vier Mann in 1 bis 2 Minuten ausgeführt. Sobald die Leerwagen über die erste aufzunehmende Gleislänge hinausgefahren sind, wird mit dem Aufnehmen der alten Gleisjoche begonnen. (vgl. Skizze auf Taf. 17).

Der Arbeitsgang ist folgender:

1. Aufnehmen des ersten Gleisjoches (Textabb. 9).
2. Vorfahren des Gleisjoches,
3. Ablegen des Gleisjoches auf die Kleinwagen,
4. Vorziehen der Kleinwagen um eine Gleislänge (Kräne bleiben stehen),
5. Senken und Einhaken der Klauen in das zweite aufzunehmende Joch.

Nachdem sämtliche Gleisjoche aufgenommen sind, fahren die Portalkräne zurück und beginnen mit dem Verlegen der neuen Gleisjoche auf der inzwischen hergerichteten Bettung in folgender Weise:

1. Das Kranpaar hebt das erste neue Joch vom Anfuhrzuge um einige Zentimeter an und fährt um eine Gleislänge vor,
2. Das Gleisjoch wird gesenkt und angelascht,
3. Die Klauen werden hochgezogen,
4. Der Anfuhrzug wird um eine Gleislänge vorgerückt (Kräne bleiben stehen),
5. Die Klauen fassen das nächste Gleisjoch.

Nachdem das Gleis wieder geschlossen ist, fährt der Kleinwagenzug zum Bahnhof zurück und die Kräne werden ausgesetzt.

An einer geeigneten Stelle des Bahnhofs erfolgt die Zerlegung der Gleisjoche gleich auf den Kleinwagen. Die Schienen und Schwellen werden hierbei in üblicher Weise abgeladen, nach Gruppen sortiert und gestapelt (Textabb. 10).

Der vorstehenden Beschreibung der Geräte und allgemeinen Darstellung der Arbeitsweise des Verfahrens Neddermeyer soll demnächst ein weiterer Aufsatz über Anwendung und Bewährung des Verfahrens folgen.

## Einfluß der Beschaffenheit des Gleises auf die Abnutzung der Schienen.

Von Oberingenieur **L. Lubimoff**, Moskau.

Eine der wichtigsten Fragen der Gleistechnik ist unbestritten die Ermittlung der Wirkung derjenigen Teile eines Gleises, die den größten Einfluß auf die Abnutzung der Schienen haben. Um diese Aufgabe erschöpfend zu lösen, wurde im vergangenen Jahre auf einer Reihe von Kilometern (im ganzen auf 40 km) von drei Hauptlinien des russischen Bahnnetzes eine Reihe von Untersuchungen vorgenommen in der Weise, daß aus dem Gleis eine verhältnismäßig große Zahl von Schienen verschiedener russischer und auch ausländischer Walzwerke ausgebaut wurde unter genauer Prüfung der Ausbaustelle, der Beschaffenheit des Profils und des Planums der Bahn, des Zustandes des Bahnkörpers, der Bettung, der Schwellen, der Befestigungsmittel, der Güte des Stopfens der Schwellen, vor allem der Stoßschwellen, dann der Höhenlage der Schienen, der Spurweite, der Richtung des Gleises usw.

Mit der Bearbeitung und Zusammenstellung der vorerwähnten Untersuchungen in bezug auf die Wechselwirkung zwischen der Beschaffenheit des Bahnkörpers und des Gleisoberbaues einerseits und der Schienenabnutzung andererseits wurde der Verfasser dieser Zeilen betraut.

Einige der dabei ermittelten Ergebnisse dürften auch für die Leser des „Organs“ nicht ohne Interesse sein.

1. Die Beurteilung der Beschaffenheit und des Zustandes des Gleises aus dem die betreffende Schiene entnommen wurde, konnte objektiv nur erfolgen:

a) auf Grund der Besichtigung an Ort und Stelle,
b) auf Grund der im Laboratorium ermittelten Beschaffenheit der Bettung in bezug auf Größe der Kieskörner, auf mineralogischen Zustand, auf Widerstandsfähigkeit gegen Druck und auf Wasserdurchlässigkeit,
c) auf Grund mechanischer Prüfung des Gleises durch selbsttätige Gleisprüfmaschinen in bezug auf Höhenlage der Schienen, auf Spurweite, Richtung und Zahl der Vertikal- und Horizontalstöße.

Die Beurteilung eines Gleiszustandes kann nach zwei Gesichtspunkten erfolgen:



1. nach der Bahnunterhaltung **im ganzen** unter Berücksichtigung der Verkehrssicherheit und der Ruhe des Fahrens oder
2. nur in bezug auf seine Wirkung auf die Abnutzung der Schienen.

Wenn wir nur letzteren ins Auge fassen, so ist es ohne weiteres klar, daß der Einfluß der oben erwähnten Faktoren a, b, c, durchaus nicht der gleiche ist.

Die Beschaffenheit des Bahnkörpers, der Bettung, ihrer Höhe unter der Schwellensohle, der Zustand der Schwellen, die Art der Befestigungsmittel im Verhältnis zu dem Schienengewicht und Schienenprofil, ihre volle Zahl überhaupt und besonders in den Stößen, die Stopfung der Schwellen, die größeren Abweichungen in der regelmäßigen Lage beider Schienenenden und die unregelmäßige Neigung der Schienen wirken in hohem Maße auf die Schienenabnutzung ein, während die Abweichungen in der Höhenlage beider Schienen, und in der Spurerweiterung (ausnahmlich sehr großer Abweichung) sowie ungenügende Befestigung der Bolzen und Nägel viel geringeren Einfluß auf die Abnützung der Schienen ausüben.

Fehler in der Neigung der Schienen erzeugen nur dann große Wirkung, wenn auf einer und derselben Schienenlänge ein zu großer Unterschied der Neigung auf sämtlichen Schwellen vorhanden ist.

2. Die Bauart der Lokomotiven (Achsdrücke) und ihre Geschwindigkeit und ihr richtiges Verhältnis zum Gleis ist von wesentlicher Bedeutung. Bei der Untersuchung des Einflusses des Gleiszustandes auf die Abnützung der Schienen kann nur die Einwirkung auf die **regelmäßige** Abnutzung der Schienen in Betracht kommen, keineswegs die **unregelmäßige** Verdrückung der Schienenköpfe. In geraden Strecken kommen die Radflanschen mit den Schienenköpfen nur wenig in Berührung und es findet daher die **regelmäßige** Abnutzung fast ausschließlich in der oberen Lauffläche statt, wobei beide Schienenstränge **gleich** abgenutzt werden. Bei Kurven zeigt sich die aus dem Kurvenwiderstand herrührende Abnutzung hauptsächlich an der inneren Kopfseite des äußeren Schienenstranges, die Abnutzung der oberen Kopffläche sowohl beim inneren als auch beim äußeren Strange tritt hiergegen weit zurück.

3. Die Größe des Verkehrs wird in der Hauptsache die **regelmäßige** Abnutzung der Schienen beeinflussen.

Auf Grund der vorstehenden Erwägungen ist ein Versuch der Schätzung des Einflusses des Zustandes des Gleises auf die Abnutzung der aus dem Gleise entnommenen Schienen gemacht worden, wobei fünf Gütegrade angewendet wurden mit den Noten 5=**sehr gut**; 4=**gut**; 3=**genügend**; 2=**ungenügend**; 1=**ganz ungenügend** nachfolgende Grundlagen:

a) **Bettung**: Als Mindesthöhe der Bettung ist einerseits angenommen worden, daß nach **Schubert** die Bettungshöhe unter der Sohle der Schwellen nicht kleiner als die Entfernung zwischen den Innenkanten der benachbarten Schwellen sein soll, andrerseits durch den Ausschuß der XIV. Konferenz der russischen Wegebauingenieure diese auf mindestens 43 cm unter der Schwellensohle bemessen worden ist.

   Die Güte der Bettung wird nach der Größe der Kieskörner und dem Prozentsatz des Gehaltes an Lehm beurteilt.

b) Der Zustand der **Schwellen** nach dem Prozentsatze der untauglichen.

c) Der Zustand der **Befestigungsmittel** nach ihrer Beschaffenheit, der Zahl der schwach angezogenen Bolzen und der ungenügend haftenden Nägel usw.

d) Die Richtung, die Spurweite, der Höhenunterschied zwischen beiden Schienen nach dem Diagrammstreifen des mechanischen Gleisprüfers von Ingenieur **Dolgoff**. Als Längenanteil an der Länge des Kilometers, worin sich die einen oder anderen Unregelmäßigkeiten vorgefunden haben, wie zum Beispiel: Spurerweiterungen von 8 mm und darüber, Spurverminderungen von 4 mm und darüber, Höhenunterschiede — größere als 15 mm.

e) Der Zustand der **Stopfung**.

f) Die **Neigung** der Schienen bzw. des Schienenpaars auf seine Länge.

Die Zuteilung zu den Güteklassen war folgende:

a) **Bettung**:
   A. Höhe unter Schwellenunterkante:
   43 cm Note 5; 33 cm Note 4; 23 cm Note 3; 13 cm Note 2; < 13 cm Note 1.
   B. Bettungsstoff: Kieskörner größer als 0,25 mm: 80% Note 5; 60% Note 4; 40% Note 3; 20% Note 2; < 20% Note 1.
   C. Gehalt an Lehm:
   0% Note 5; 5% Note 4; 10% Note 3; 15% Note 2; < 20% Note 1.

b) **Schwellen**: Prozentsatz der untauglichen:
   0% Note 5; 5% bis 10% Note 4; 10% bis 20% Note 3; 30% Note 2; < 30% Note 1.

c) **Befestigungsmittel**:
   Volle Zahl, Bolzen angeschraubt Note 5.
   „ „ , 1 schwach angeschraubter Bolzen Note 4.
   „ „ , 2 „ „ „ „ 2.

d) **Neigung** der Schienen auf je eine Schienenlänge:
   A. Auf geraden Strecken:
   1/20 bis 1/30 Note 5; 1/12 bis 1/15 Note 3; < 1/12 Note 2.
   B. In Krümmungen:
   1/10 bis 1/20 Note 5; 1/9 bis 1/10 Note 3; < 1/9 Note 2.

e) **Höhenunterschied** der beiden Schienen auf % der Kilometerlänge:
   Kein Unterschied bei 100% der Länge Note 5; bei 80% Note 4; bei 60% Note 3; bei 40% Note 2; bei < 40% Note 1.

f) **Spurweite** — die gleichen Bedingungen wie für e.

g) **Richtung** — die gleichen Bedingungen wie für e.

h) **Stopfung** — Alle Schwellen fest gestopft Note 5;
   Stoßwellen ungenügend gestopft Note 2.

i) Als **normale Schienenabnützung** wird die Abnutzung in der Kopfhöhe durch eine Bruttoverkehrslast von 1 Million t von 0,05 mm bis 1 mm angesehen — je nachdem die Bahnstrecken sich in flachem Lande mit schwachen Steigungen und großen Krümmungshalbmessern, in denen nicht gebremst wird, — oder auf Gebirgsstrecken mit Gefällen von 10 bis 20‰ und mit Krümmungen von 200 m Halbmesser befinden.

   Da es nicht möglich ist, in dem vorliegenden Aufsatz alle einzelnen Umstände, die bei der Arbeit berücksichtigt wurden, zu beschreiben, so müssen wir uns darauf beschränken zu erwähnen, daß im ganzen 40 km Gleis in den verschiedensten örtlichen und klimatischen Verhältnissen Schritt für Schritt untersucht worden sind. Hierbei wurden 110 Schienen dem Gleis entnommen und an ihnen die Abnützung genau gemessen; ferner wurden die mechanischen Eigenschaften (Zugfestigkeit, Härte [**Brinell**] usw.), der chemische Zustand und das Gefüge genau geprüft.

Das Längenverhältnis solcher normal abgenützter Schienen in einer beobachteten Strecke zur Gesamtlänge

Zusammenstellung 1.

| Kilometer | Profil und Planum | Bahnkörper | Bettung | Schwellen | Befestigungsmittel | Neigung der Schienen | Stopfung der Stoßschwellen | Höhenlage beider Schienenreihen | Spurweite | Richtung | % der abgenützten Schienen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 236 | Neigung $i = 8‰$, Kurve 600 m | 5 | 4 | 4 | 5 | 2 | 5 | 5 | 3 | 4 | 31,5 |
| 503 | Steigung $i = 4‰$, Gerade ..... | 5 | 3 | 5 | 4 | 3 | 2 | 4 | 5 | 4 | 100 |
| 507 | Neigung $i = 2‰$, Kurve 800 m | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 62 |
| 14 | Horizontale Strecke, Gerade.. | 5 | 4 | 5 | 4 | 2 | 5 | 5 | 4 | 4 | 95 |
| 205 | Neigung $i = 8‰$, Gerade..... | 1 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 4 | 4 | 4 | 95 |
| 276 | Neigung $i = 8‰$, Gerade..... | 5 | 4 | 4 | 2 | 3 | 5 | 5 | 4 | 5 | 88 |
| 86 | Neigung $i = 10‰$, Kurve 600 m | 1 | 3 | 4 | 2 | 3 | 5 | 5 | 4 | 5 | 90 |

diente zur Beurteilung der Abnützungsverhältnisse. Die Reststrecke war also stärker als normal abgenützt.

Vorstehende Zusammenstellung 1 gibt ein Beispiel für die Auswertung der Aufnahmen.

Aus den Untersuchungen sind die nachfolgenden Schlüsse gezogen worden:

1. Trotz verhältnismäßig sehr ungünstiger Verhältnisse des Gleises (schlechte Stopfung, anormale, verschiedenartige und zuweilen mangelhafte Befestigungsmittel, keine oder ungenügende Zahl von Unterlagplatten, schwach angeschraubte Bolzen, ungenügende Zahl der Nägel usw.) sind zuweilen sehr gute Resultate des Schienenzustandes festgestellt worden (91% bis 100% ganz normal abgenützte Schienenenden bei gleichmäßiger Abnutzung der ganzen Schiene).

2. Bei einem im Vergleich sehr günstigen Zustande des Gleisoberbaues und der Bettung sind andererseits sehr weitgehende Schienenabnutzungen festgestellt worden.

3. Die Beschaffenheit der Bettung hat keinen genau feststellbaren Einfluß auf die übermäßige Abnutzung der Schienen ausgeübt.

4. Der Zustand der Stopfung der Schwellen hat ebenfalls keinen merklichen Einfluß auf die übermäßige Abnutzung der Schienen hervorgerufen.

5. Wenn in einzelnen Fällen die nicht ganz regelmäßige Schienenneigung eine nicht unmerkliche Wirkung auf die Schienenabnutzung aufweist, so kann man das doch nicht als allgemeine Regel betrachten, da die Untersuchung ganz deutlich ergeben hat, daß auch bei fehlerhafter Neigung zuweilen geringe Abnutzung eintrat.

6. Im allgemeinen ist einwandfrei festgestellt worden, daß die übermäßige Schienenabnutzung größtenteils auf fehlerhaftes Verfahren beim Schienenwalzen zurückzuführen ist, da, wenn das Stahlgußmaterial von guter Beschaffenheit und die Schienen ordnungsmäßig gewalzt worden sind, sie während längster Liegedauer gar keine ungewöhnliche Abnutzung zeigen.

7. Nach der chemischen Beschaffenheit haben sich (wie aus der nachstehenden Zusammenstellung 2 zu ersehen ist) diejenigen Schienen am besten bewährt, die einen verhältnismäßig hohen Prozentsatz an C und vor allem einen großen Prozentsatz an Mn besitzen.

Zusammenstellung 2.

| % der normal abgenützten Schienenenden | Gehalt an | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | C | P | S | Mn | Si |
| 31,5 | 0,39 | 0,056 | 0,019 | 0,53 | 0,06 |
| 100 | 0,44 | 0,074 | 0,101 | 1,01 | 0,12 |
| 62 | 0,33 | 0,056 | 0,028 | 0,48 | 0,06 |
| 95 | 0,35 | 0,048 | 0,021 | 0,56 | 0,09 |
| 95 | 0,56 | 0,027 | 0,052 | 1,03 | 0,10 |
| 88 | 0,43 | 0,044 | 0,02 | 0,56 | 0,12 |
| 90 | 0,45 | 0,076 | 0,029 | 1,20 | 0,34 |
| 47 | 0,30 | 0,023 | 0,025 | 0,44 | 0,20 |

## Ladestation für Sammlerbatterien der elektrischen Zugbeleuchtung.

Von Reichsbahnamtmann **Theodor Vaillant**, Dresden.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft rüstet nach und nach die Personenzugwagen mit elektrischer Zugbeleuchtung aus. Jeder Wagen erhält dann eine besondere Gleichstrommaschine in Verbindung mit einer Sammlerbatterie. Durch Schäden an diesen Maschinen, oder an den Riemenübertragungen, oder auch durch längeres Brennen der Lampen bei Stillstand der Wagen können diese Sammlerbatterien sehr weit entladen werden. Es ist deshalb erforderlich, die Batterien auf den Abstellbahnhöfen gründlich durchzusehen und die entladenen Batterien möglichst bald an diesen Orten nachzuladen.

Da zur Zeit sowohl die einzelnen Zellen als auch die Zahl der zu einer Batterie verbundenen noch verschieden sind, ist die Wahl der Schaltung mehrerer solcher Batterien während der Ladung mit gewissen Schwierigkeiten verknüpft. Es gibt Wagen mit Batterien, die 12, 16, $2 \times 12$ oder $2 \times 16$ Zellen haben und die mit 40 oder 60 Ampere im Höchstfalle geladen werden können.

Will man die Batterien in Parallelschaltung laden, so muß eine Höchstspannung von $16 \times 2{,}75 = 44$ Volt zur Verfügung stehen, die auf $12 \times 1{,}75 = 21$ Volt herunter regulierbar sein müßte. In jeder Zuleitung zu einer Steckdose oder Batterie müßte dann ein Regulierwiderstand eingebaut werden, um die richtige Stromstärke einstellen zu können. Dies wäre unwirtschaftlich, da hierbei ein Teil des Gleichstroms in den Widerständen verloren ginge.

Um diese Verluste zu vermeiden, wurde bei Herstellung einer Ladestation in dem Bahnbetriebs-Wagenwerk Dresden 1 die Hintereinanderschaltung der Batterien gewählt. Es wurde hier gefordert, daß sowohl nur eine Batterie als auch bis zu sechs Batterien, die in den Wagen verbleiben sollten, zu gleicher Zeit geladen werden könnten.

Sämtliche hintereinander geschaltete Batterien oder Zellen werden hierbei mit der gleichen Stromstärke — meist mit etwa 30 Ampere — geladen. In der Regel sind die Ladezustände der einzelnen Batterien nicht allzu sehr voneinander verschieden, so daß die Batterien nach einer bestimmten Zeit fast gleichzeitig Gas entwickeln. Sollte einmal eine Batterie schneller zum Gasen kommen, dann ist, bei der geringen Ausdehnung der Anlage, diese Batterie in kürzester Zeit leicht auszuschalten. Bei größeren Anlagen könnte noch ein regulierbarer Widerstand parallel zu den einzelnen Stromkreisen geschaltet werden, um die Ladestromstärke für jede Sammlerbatterie besonders regulieren zu können. Dann muß auch jeder Stromkreis einen besonderen Strommesser erhalten.

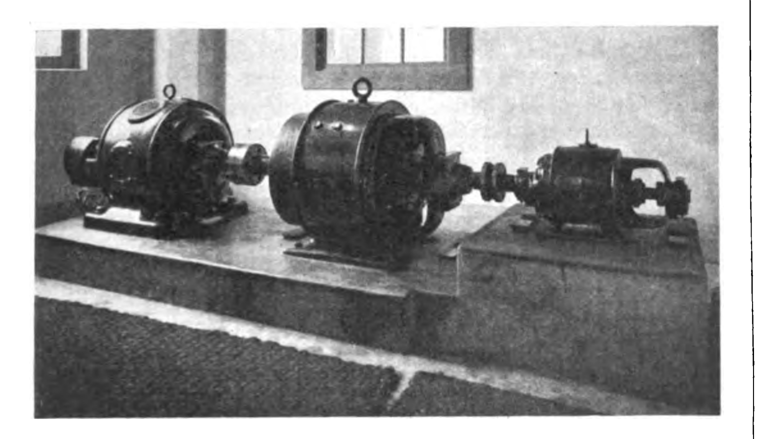


Abb. 1. Maschinensatz der Ladeanlage.

Zum Antrieb steht Drehstrom von 230 Volt zur Verfügung, womit ein kompensierter Drehstrommotor gespeist wird. Mit diesem Motor soll gleichzeitig, besonders bei geringer Belastung, wenn z. B. nur eine Batterie geladen werden muß, der $\cos\varphi$ des bahneigenen Netzes verbessert werden, der hier wegen der vielen vorhandenen kleineren Motoren nicht besonders günstig ist.

Die höchste Gleichstromspannung mußte $6 \times 16 \times 2{,}75 = 265$ Volt sein, die geringste $12 \times 1{,}75 = 21$ Volt, die dazwischen liegenden Spannungen mußten sich einwandsfrei einregulieren lassen. Diese Veränderlichkeit der Spannung wird durch Regeln des Nebenschlußstromes bei der Gleichstromerzeugermaschine erreicht. Die höchste Stromstärke durfte 60 Ampere sein.

Der Maschinensatz (Abb. 1) wurde von den Siemens-Schuckert-Werken geliefert. Aus der Schaltskizze (Abb. 2) sind die gelieferten Typen zu ersehen.

Da wenig Raum für die Anlage zur Verfügung stand und damit auch die Schalttafel nicht zu breit wurde, wurden besonders kleine Spannungsmesser, die bis 60 Volt anzeigen, von der Firma Schoeller & Co., Elektrotechnische Fabrik, Frankfurt a. M. und schmale Überstromschalter für höchstens 60 A von der Firma Otto Saalbach, Leipzig, gewählt.

Es wurden acht Stromkreise mit je einem Spannungsmesser, einem Überstromschalter und je einer Steckdose angebracht (siehe Abb. 3). Jeder Stromkreis erhielt eine Nummer auf der Schalttafel, die gleiche Nummer erhielt auch die Steckdose.

Die kleinen Spannungsmesser sollen hauptsächlich anzeigen, ob eine Batterie angeschlossen ist oder nicht. Es kann aber auch der Ladezustand der zu ladenden Batterie damit beobachtet werden.

Einpolige Überstromschalter wurden an Stelle gewöhnlicher Schalter eingebaut, um zu verhüten, daß eine Batterie kurz geschlossen wird, wenn der Wärter trotz der angebrachten Nummer und Ausschlagens des Spannungszeigers den darüber

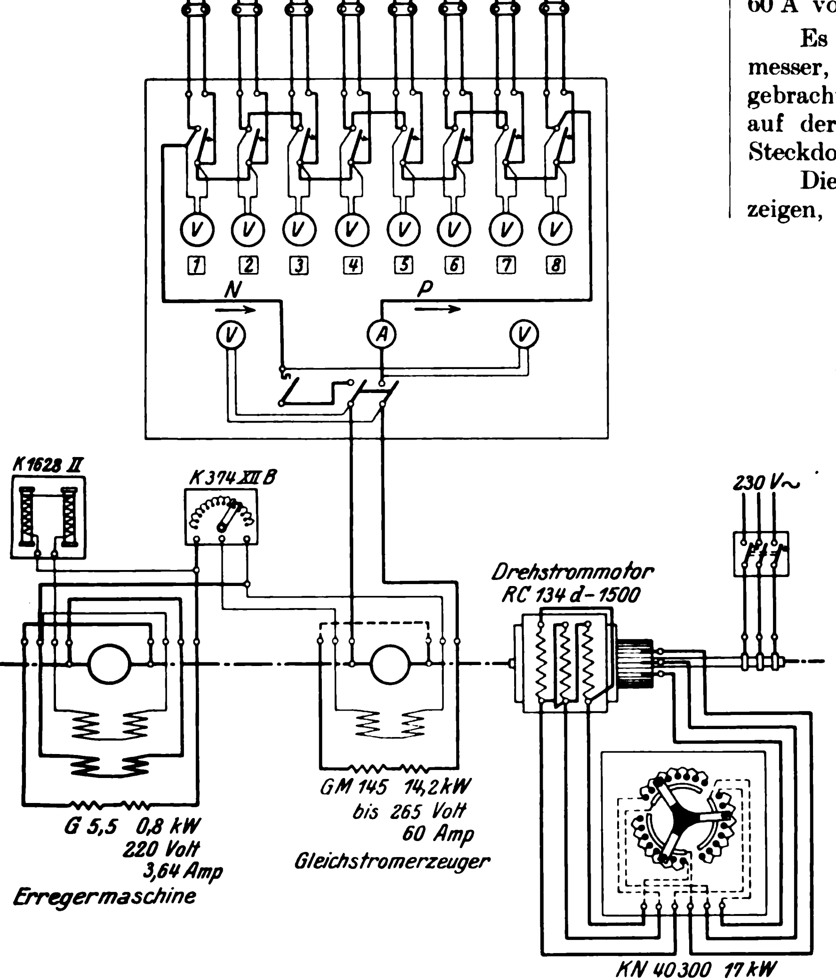



Abb. 2. Schaltbild für die Ladeanlage.



Abb. 3. Schalttafel zur Ladeanlage.

befindlichen Überstromschalter schließt. Dieser wird sofort wieder herausfallen, wenn eine Batterie angeschlossen worden ist.

Zu beachten ist, daß die beiden großen Spannungsmesser für die Maschine und für das Netz eine gleichmäßige Teilung erhalten, damit auch bei geringer Spannung, wenn nur eine oder zwei Batterien geladen werden sollen, diese genau genug abgelesen werden kann. Der große Netzspannungsmesser zeigt keine oder nicht die Summe sämtlicher Spannungen der kleinen Spannungsmesser an, wenn beim Anschluß von Batterien ein Vertauschen zwischen + und — stattgefunden haben sollte.

Ein auf der Schalttafel angebrachter Minimalausschalter soll verhüten, daß Strom aus den zu ladenden Batterien in die Lademaschine fließt, wenn die Gleichstrom-Maschinenspannung unter die Batteriespannung sinken sollte, was besonders bei Störungen im Drehstromnetz leicht eintreten kann.

Zum Schutze des kompensierten Motors wurde ein Sbikschalter der Firma Schiele & Bruchsaler, Industriewerke, Baden-Baden, vorgeschaltet, der bei Ausbleiben der Spannung oder bei zu hoher Stromstärke den Motor selbsttätig abschaltet.

Die Schalttafel wurde so angeordnet, daß sie sowohl von vorne als auch von hinten gut übersehen werden kann.

Neben dem Maschinenraum ist noch ein Aufbewahrungsraum für destilliertes Wasser, Schwefelsäure usw. angebaut, in dem auch Batterien gereinigt und gewaschen werden können. Um von hier aus den Maschinenraum und die Schalttafel übersehen zu können, ist die Zwischenwand mit einem festen Fenster versehen.

Die Anlage ist seit Oktober 1927 in Betrieb und hat zu Beanstandungen noch keinen Anlaß gegeben.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Ältere und neuzeitliche Arbeitsweisen beim Tunnelbau.

Zwischen den vor einem halben Jahrhundert und heute angewandten Arbeitsweisen und maschinellen Einrichtungen beim Tunnelbau lassen sich sehr große Unterschiede feststellen. Durch Vergleich der beiden Tunnelbauten durch den Mount Musconetcong im Staate New-Jersey sollen diese anschaulich erläutert werden.

Der erste Tunnel durch den Mount Musconetcong wurde in den Jahren 1872/75, der letzte 1926/28 erbaut. Beide haben einen Abstand von rund 10 m voneinander. Ihre Länge ist annähernd dieselbe und sie führen durch die gleichen geologischen Formationen.

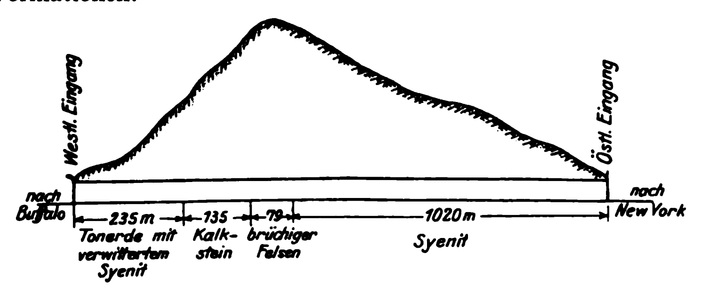



Abb. 1.

Der alte Tunnel hat eine Länge von 1472 m, eine Höhe von 6,40 m und eine Breite von 7,92 m. Er wurde als doppelgleisiger Tunnel ausgebaut, mußte später bei Vergrößerung der lichten Raummaße jedoch eingleisig betrieben werden. Der neue Tunnel ist 1475 m lang, 7,62 m hoch und 9,14 m breit.

In Abb. 1 sind die Neigungsverhältnisse und in großen Zügen die geförderten Gesteinsarten eingetragen. Beim Bau des alten Tunnels wurden viele unterirdische Wasserläufe mit beträchtlichem Wasserandrang angeschnitten, beim neuen nur ein einziger mit einer Wasserführung von 1130 l/Min. Auf der Westseite des Tunnels wurde sehr brüchiges, unter starkem Druck stehendes Gebirge angetroffen, das den Arbeitsfortschritt verzögerte. Es mußten auf der ganzen Länge schwere Ausbolzungen vorgenommen werden. Auf der Ostseite bestand das Gebirge aus Syenit. In diesem Tunnelteil waren nur dort Aussteifungen notwendig, wo das Gebirge sehr brüchig war.

Beim Bau des alten Tunnels traten im westlichen Teil mehrere schwere Unfälle ein, die fast ausschließlich auf plötzlichen Wassereindrang zurückzuführen waren. Beim Bau des neuen Tunnels war das Gebirge in der näheren Umgebung ziemlich entwässert, so daß Unfälle infolge von Wasserausbrüchen nicht vorkamen.

Die Hauptunterschiede zwischen den früheren und heutigen Arbeitsweisen sind folgende:

Beförderungsmittel:

Alter Tunnel. Der gesamte Bedarf an maschinellen Einrichtungen, Baustoffen und Sprengmitteln wurde mittels Pferdefuhrwerk herbeigeschafft. Die Wegstrecke bis zur nächsten Eisenbahnlinie betrug fast 8 km. Es waren dauernd 24 Pferdefuhrwerke mit je zwei Gespannen in Verwendung. Die Arbeitsschichten wurden mit dem gleichen Fuhrwerk befördert.

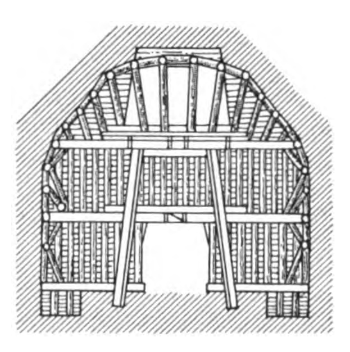


Abb. 2. Bergmännischer Ausbau des Tunnelquerschnittes nach dem englischen Muster.

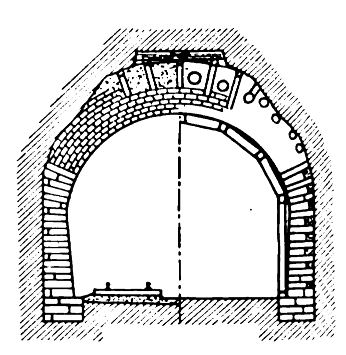


Abb. 3. Ausmauerung des alten Tunnelquerschnittes.

Neuer Tunnel. Zu jedem Tunnelmund führten vier Gleise. Die gesamten Baustelleneinrichtungen und Baustoffe wurden mit der Eisenbahn befördert. Die Straßenbeförderung beschränkte sich fast ausschließlich auf die An- und Abfuhr der Arbeiter. Hierzu verwendete man schnellaufende Lastkraftwagen.

Maschineneinheiten:

Alter Tunnel. 26 Bohrmaschinen System Ingersoll, 13 Lokomobilen zur Dampferzeugung, zwei Dampfbagger, zwei Dampflokomobilen zu Beförderungszwecken.

Neuer Tunnel. 30 Bohrmaschinen Ingersoll Rand, vier Kompressoren, zwei mit Dampf betriebene Bagger, acht Lokomotiven, zwei Betonmischmaschinen, zwei Betonstampfmaschinen mit Förderbändern.

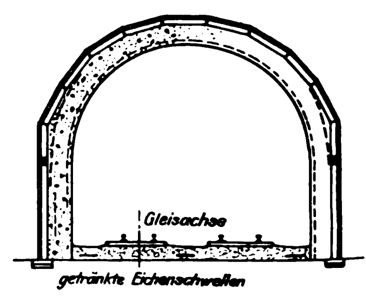



Abb. 4. Tunnelquerschnitt bei starkem Druck des Gebirges.

Aus den Einschnitten vor den Mundlöchern waren bei beiden Tunnels etwa 283 000 m³ Aushubmaterial mittels Dampfbagger zu fördern. Die Arbeitsweisen haben sich hier innerhalb eines halben Jahrhunderts kaum geändert. Dagegen verbesserte sich der Arbeitsfortschritt beim Baggerbetrieb erheblich. Beim alten Tunnel benötigte man zur Herstellung der Einschnitte 19 Monate, beim neuen dagegen nur fünf Monate.

Kraftquelle zum Antrieb der Maschinen:

Alter Tunnel. Zum Antrieb aller Maschinen bediente man sich der Dampfkraft. Zur Erzeugung von Dampf und für Schmiedefeuerung wurden 900 t leichte und 24000 t schwere Öle verbrannt.

Neuer Tunnel. Zwei Bagger außerhalb der Tunneleingänge wurden mit Dampf betrieben, alle übrigen Maschinen mittels elektrischer Kraft. Die Stromzufuhr erfolgte durch Freileitungen von 11,3 km Länge und 33000 Volt Spannung. Diese wurden vor den Tunneleingängen auf 2300, 220 bzw. 110 Volt umgeformt. Die beiden Bagger im Tunnel wurden mit Druckluft betrieben. Die Luftzuführung vor Ort geschah durch Rohrleitungen mit 46 cm Durchmesser.

Bei beiden Tunneln wurden die Felssprengungen mit Dynamit durchgeführt, der mittels elektrischen Stroms zur Entzündung gebracht wurde. Ein bemerkenswerter Unterschied ist in der Anordnung der Bohrlöcher festzustellen. Zum Lösen von 1 m³ Felsmassen war durchschnittlich 1 kg Dynamit benötigt.

Bergmännischer Ausbau und Ausmauerung des Tunnelquerschnitts.

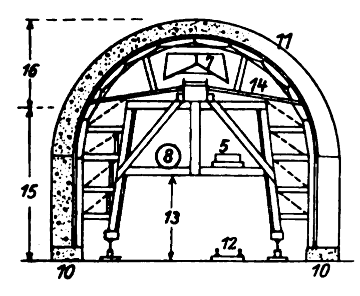
Beim Bau beider Tunnels spielte der bergmännische Ausbau im Lehmboden und im zerklüfteten Felsen eine wichtige Rolle. Beim neuen Tunnel waren im festen Gestein nur schwache Ausbolzungen im Scheitel gegen einbrechendes Gebirge nötig, während beim alten eine dauernde Sicherung gegen Wassereinbruch notwendig war. Der Stollenbau und der darauffolgende Ausbruch des Querschnitts wurde bei beiden Tunnelbauten nach dem englischen Muster durchgeführt (siehe Abb. 2). Der einzige bedeutende Unterschied bestand darin, daß beim alten alle Ausbrüche von Hand ausgeführt wurden, während beim neuen ein Bagger den Ausbruch des Kernes beseitigte.

Ausmauerung der Tunnelquerschnitte:

Alter Tunnel. Eine Ausmauerung war nur im westlichen Teil des alten Tunnels notwendig (auf die Länge der 235 m Lehmboden und der 80 m im zerklüfteten Felsen). Die Ausmauerung wurde bis zur Kämpferfuge aus bearbeiteten Steinquadern und oberhalb derselben aus Backsteinen hergestellt (siehe Abb. 3). Als Mörtel wurde Zement von Rosendale im Mischungsverhältnis 1:1 verwendet. Außer dem gebräuchlichen Handwerkszeug, das bei Maurerarbeiten verwendet wird, wurde nur ein einfacher Kran zum Heben der Steinquader benutzt.

Neuer Tunnel. Die Wände des neuen Tunnels wurden in Eisenbeton, bzw. Betoneisen hergestellt. An den Stellen, an welchen das Gebirge unter großem Druck steht, wurden Rahmen aus Stahl eingebaut, die mit Beton umhüllt wurden (siehe Abb. 4). Der Beton wurde durch Mischmaschinen außerhalb der beiden Mundlöcher hergestellt und durch Züge vor Ort gebracht. Das Mischungsverhältnis des verwendeten Betons betrug 1:2:4. Die Schalung der Tunnelwand und des Hilfsgerüstes zum Verbringen des Betons an seine Verwendungsstelle bestand aus einem zusammengezimmerten Holzgerüst, das mit Rollen auf Schienen fortbewegt wurde (siehe Abb. 5). Scherer.

(Bull. chem. de fer. Mai 1928.)



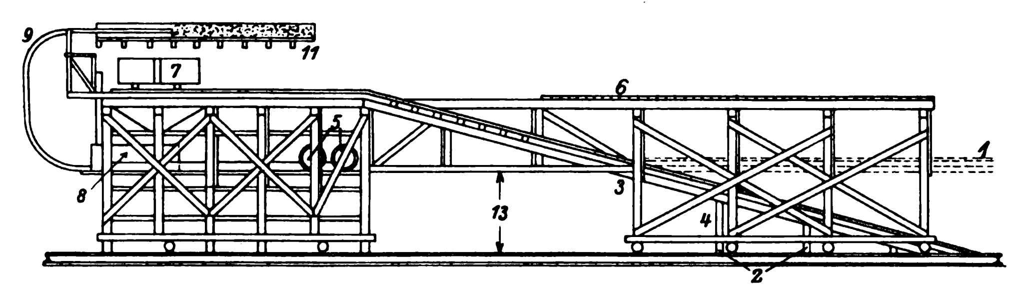




Abb. 5. Vorrichtung zum Ausbetonieren der Tunnelwände.

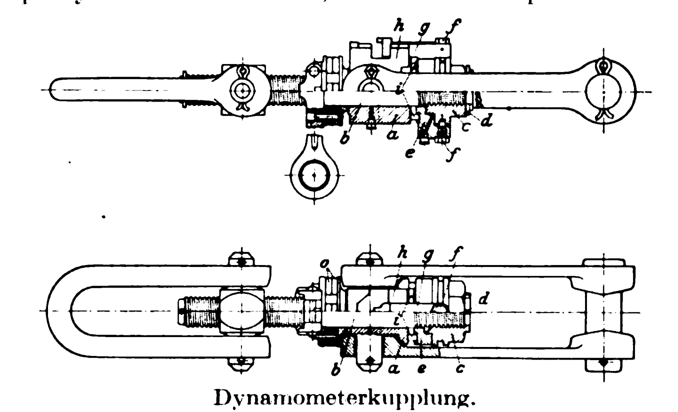
1 Lage der Auffahrtsrampe für die Betonwagen beim Verkehren der Abraumzüge
2 Wegnehmbare Stützen
3 Drehlager der Auffahrtsrampe
4 Zangen
5 Windkessel
6 Gerüst zum Ausführen von Arbeiten am Gewölbemauerwerk
7 Betonbeförderungsanlagen
8 Windkessel
9 Sechszölliges Rohr zum Einspritzen des Betons
10 Fundament des Mauerwerks aus Beton
11 Schalung für das Tunnelmauerwerk
12 Fördergleis für Aushubmassen
13 Lichter Raumquerschnitt, der für die Transportzüge benötigt ist
14 Schüttgerüst zum Einbringen des Betons
15 Höhe, bis zu welcher der Beton über das Schüttgerüst eingebracht und gestampft wird
16 Höhe, innerhalb welcher der Beton eingespritzt wird.

# Lokomotiven und Wagen.

## Dynamometerkupplung der französischen Bahnen.

Um die größten in den Zugvorrichtungen der Fahrzeuge auftretenden Kräfte überwachen und nachprüfen zu können, wird auf französischen Bahnen eine Dynamometerkupplung verwendet. Sie besteht aus einer Schraubenkupplung mit folgenden in der Textabbildung dargestellten Besonderheiten.

Die Mutter zwischen den Kupplungslaschen ist durch ein Querstück mit zylindrischer Bohrung ersetzt, durch die das glatte Schaftende der Kupplungsspindel hindurchgeht. Erst am Ende trägt die Spindel wieder Gewinde, auf das die Mutter B aufgeschraubt ist. Zwischen dieser Mutter und dem Querstück sind im Kreise Druckstücke aus Kupfer angebracht, die einen Durchmesser von 8 mm und eine Höhe von 13 mm haben und deren Zahl je nach der Größe des zu messenden Druckes zwischen 2 und 17 schwankt. Sie stützen sich auf der einen Seite auf das Querstück, auf der anderen vermittels eines mit rillenförmiger Aussparung versehenen Zwischenstückes c gegen die Endmutter. Ein Kautschukring hält sie in gleichen Entfernungen voneinander. Das Zwischenstück ist durch einen Riegel, der in eine Gabel am Querstück eingreift, gegen Vordrehung gesichert. Wenn die Spindel in der Bügelmutter verschraubt wird, dreht sich also die Endmutter B auf dem Zwischenstück, weshalb eine Schmierung der Berührungsflächen vorgesehen ist. Um ein Herausfallen der Kupferzylinder zu verhindern, sind zwischen Spindelbund und




Dynamometerkupplung.

a Querhaupt
b Schraubenbolzen
c Halter
d Splint
e Halter
f Schrauben
g Lasche
h Bügel
o Kautschukring.

Laschenende Kautschukringe o zwischen Metallseilen eingelegt, die die Endmutter leicht gegen das Querstück andrücken.

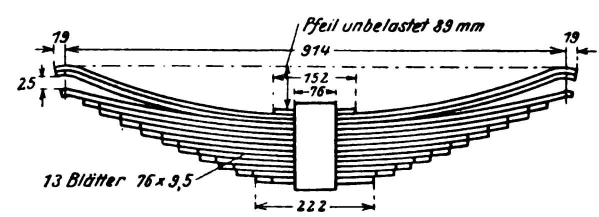
Eine Millimeterteilung auf dem Riegel und ein Merkstrich auf der Oberfläche des Querhauptes a gestattet mit hinreichender Genauigkeit die Höhe der Druckstücke und damit die Größe der jeweils ausgeübten Zugkräfte festzustellen. Die Gesamtkraft errechnet sich aus der Summe aller Einzelbelastungen der verschiedenen Druckstücke.

Die Dynamometerkupplung wird bei Versuchen mit durchgehenden Bremsen, bei Vergleichen zwischen Zug- und Stoßapparaten und deren Federn, ferner zum Messen der Zugkraft der Lokomotiven beim Anfahren, bei Versuchen mit selbsttätigen Kupplungen, zur Prüfung der Angaben des Zugkraftmessers im Dynamometerwagen, zur Bestimmung des Gewichtes von Lasten an Hebezeugen und zur Feststellung der Bruchbelastung von Ketten und Seilen benutzt.

(Rev. gen. d. Ch. d. f. 1. H. 1928, Nr. 3.) Bttgr.

### Doppelblattfedern für Eisenbahnwagen.

Die Jodhpur-Eisenbahn in Indien hat nach dreijährigen Versuchen für ihren Wagenpark eine neue Federbauart, eine Doppelblattfeder, eingeführt. Diese Doppelblattfeder soll den Lauf der zweiachsigen Fahrzeuge bedeutend verbessern. Eine fast gleiche Bauart ist auch in Queensland für die zweiachsigen Kohlentrichterwagen eingeführt worden. Diese Wagen neigten wegen ihrer steifen gasgeschweißten Fahrgestelle bei schnellem Lauf oder auf unregelmäßig liegenden Gleisen sehr zum Entgleisen. Seit Einführung der neuen Feder sind die Entgleisungen selten geworden. Die Doppelblattfeder enthält in einem Federbund 13 Federblätter. Die zwei oberen Federblätter sind etwas stärker gesprengt als die elf unteren. Im unbelasteten Zustand ist der Biegungspfeil der zwei oberen Federblätter um 25 mm größer als der der unteren Blätter und erst bei einer Belastung von 600 kg



Doppelblattfeder für Eisenbahnwagen.

berühren sich die Blattenden des zweiten und dritten Federblattes. Bei einer Belastung von 2800 kg beträgt der Biegungspfeil der Doppelfeder noch 35 mm gegenüber 89 mm im unbelasteten Zustand. Eb.

(Rev. gén. Ch. d. f. Juni 1928.)

### Speisewasser-Vorwärmung auf nordamerikanischen Lokomotiven.

Nach „The Engineer" vom 24. August 1928 sind in Nordamerika 5437 Lokomotiven mit Speisewasser-Vorwärmung ausgerüstet, davon 4918, also über 90 %, mit Pumpenspeisung und 519 mit Injektorspeisung. Neben den Kolbenpumpen findet in jüngster Zeit auch die Turbospeisepumpe Anwendung. Dabei wird eine zweistufige Zentrifugalpumpe von einer vertikalen Dampfturbine mit zweistufigem Geschwindigkeitsrad angetrieben. Der Abdampf der Turbine strömt in den Vorwärmer. Über den Dampfverbrauch der Turbine wird nichts gesagt. Schn.

## Elektrische Bahnen; besondere Eisenbahnarten.

### Umgestaltung der elektrischen Anlagen der Valtelinabahn.

Bekanntlich wurde bereits im Jahre 1902 auf der 105 km langen Valtelinabahn zum ersten Male die elektrische Zugförderung mit Drehstrom 3000 Volt 15 Per. eingeführt, die dann maßgebend für die weitere Elektrisierung in Italien werden sollte. Für die Lieferung der erforderlichen elektrischen Energie wurde in Morbegno an der Adda eine eigene Wasserkraftanlage errichtet. Der hier erzeugte Drehstrom von 20000 Volt wurde mit Hilfe einer auf Holzmasten montierten Übertragungsleitung den einzelnen längs der Strecke verteilten Unterwerken zugeführt. Es waren ursprünglich neun solche vorhanden; in jedem war ein Transformator für 300 k. V. A. untergebracht bis auf Abbadia, wo mit Rücksicht auf den größeren Energiebedarf des Bahnhofs Lecco zwei Transformatoren derselben Leistung aufgestellt wurden. In den Jahren 1905 bis 1906 wurden zur besseren Stromverteilung drei weitere Unterwerke gebaut, von den vorhandenen eines aufgelassen. In einigen wurden später Transformatoren größerer Leistung aufgestellt.

1908 bis 1914 wurde zur Verringerung der Erhaltungskosten das hölzerne Fahr- und Übertragungsleitungsgestänge durch eiserne Rohrmaste ersetzt. Ferner wurde zur Herabdrückung des Spannungsabfalles die 20000 Volt Übertragungsleitung durch streckenweise Parallelführung eines zweiten Leitungsstranges und durch Vergrößerung ihres Leitungsquerschnittes von 7 mm auf 8 mm Durchmesser, zwischen Zentrale und Unterwerk in Morbegno sogar auf 11,3 mm Durchmesser verstärkt und der Querschnitt der Fahrleitung in jeder Phase durch Hinzufügung eines zweiten Fahrdrahtes von 8 mm Durchmesser verdoppelt. Diese Maßnahmen genügten jedoch nicht, um dem rasch ansteigenden Verkehr gerecht zu werden. Die geringe Leistungsfähigkeit der Unterwerke setzte der Zugbelastung und der Verkehrsdichte enge Grenzen. Zudem beanspruchten die vielen in einer mittleren Entfernung von 10 km liegenden Unterwerke angesichts der nach dem Kriege erfolgten Verminderung der Arbeitszeit hohe Personalkosten. Die Bahnverwaltung entschloß sich daher, die Zahl der Unterwerke herabzusetzen und dafür deren Leistungsfähigkeit entsprechend zu erhöhen. Die jetzt in Betrieb stehenden Unterwerke befinden sich in einer in bezug auf den Spannungsabfall noch zulässigen Entfernung von 15 bis 20 km. In sämtlichen neuen Unterwerken wurde das rückgewonnene alte Material tunlichst wieder verwendet. Vollständig neu sind die Linienschalter, die entsprechend der größeren Leistungsfähigkeit der Unterwerke kräftiger gewählt werden mußten, und der Überspannungsschutz. Auch die Anordnung der verschiedenen Einrichtungen erfolgt nach neuzeitlichen Gesichtspunkten. F. A.

(Riv. tecn. delle ferr. ital. vom Nov. 1927.)

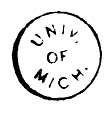
## Buchbesprechungen.

**Eisen im Hochbau,** ein Taschenbuch über die Verwendung von Eisen im Hochbau, herausgegeben vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute. 1928. Verlag Stahleisen, Düsseldorf und Julius Springer, Berlin. Preis geb. 12 RM.

Das Buch, ein umfängliches Tabellenwerk, enthält in zwölf Abschnitten auf 760 Seiten schlechthin alles, was zur statischen Berechnung einzelner Bauglieder und ganzer Bauteile im Eisenhochbau nötig ist, vom Träger auf zwei Stützen angefangen bis zum Rahmenfachwerk hinauf. Das Buch umfaßt den Wohnhausbau ebenso wie den Industriebau, ist also für den Architekten wie für den Bauingenieur gleich wichtig; selbst der Maschineningenieur wird oft aus dem Buche Nutzen ziehen können. Die einfachen Belastungsfälle sind in den weitesten Anwendungsgrenzen gleich fertig ausgerechnet, für verwickeltere Fälle, die sich nicht wohl typisieren lassen, werden gebrauchsfertige Formeln dargeboten. Auswahl des Stoffes, Übersichtlichkeit der Gliederung, Druck und Ausstattung sind mustergültig. Ein kleiner Wunsch könnte höchstens dahin gehen, die „Ergänzungen und Berichtigungen nach Drucklegung" an eine auffälligere Stelle zu bringen.

Der Zweck des Buches läuft auf die Rationalisierung der Entwurfsarbeit hinaus. Von allen Handbüchern, die das gleiche Ziel erstreben, ist das vorliegende eines der bestgelungenen. Es verdient daher weiteste Verbreitung. Dr. Bl.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.


UNIV.
OF
MICH.

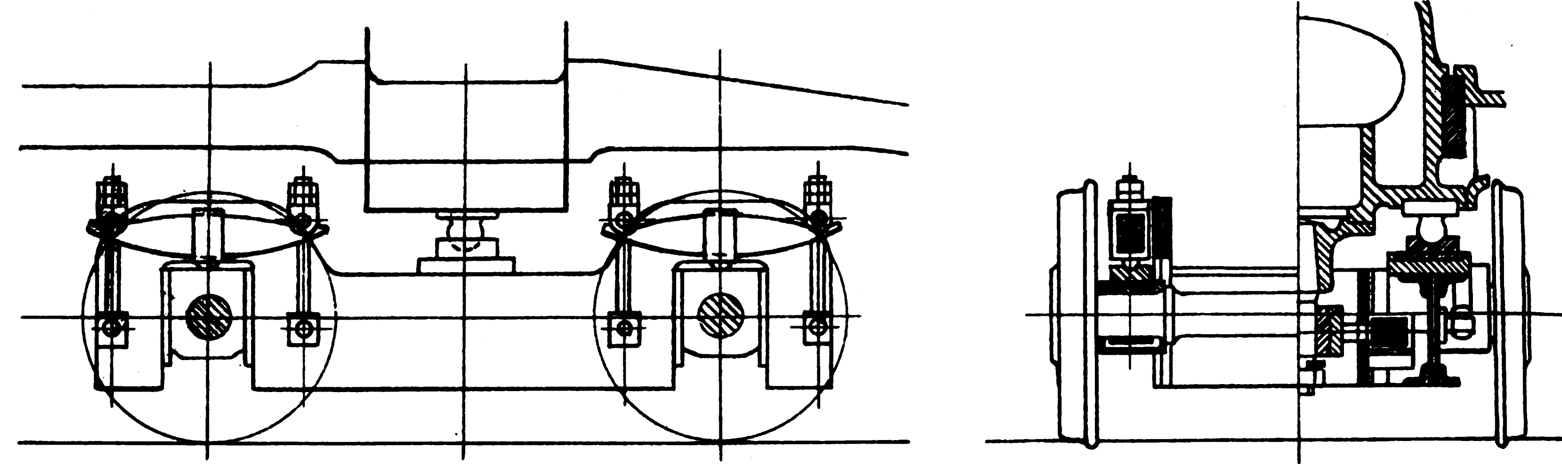


Abb. 1. Lok. Drehgestell mit Einzelfedern ( Vierpunkt - Unterstützung ) und seitlicher Auflagerung.

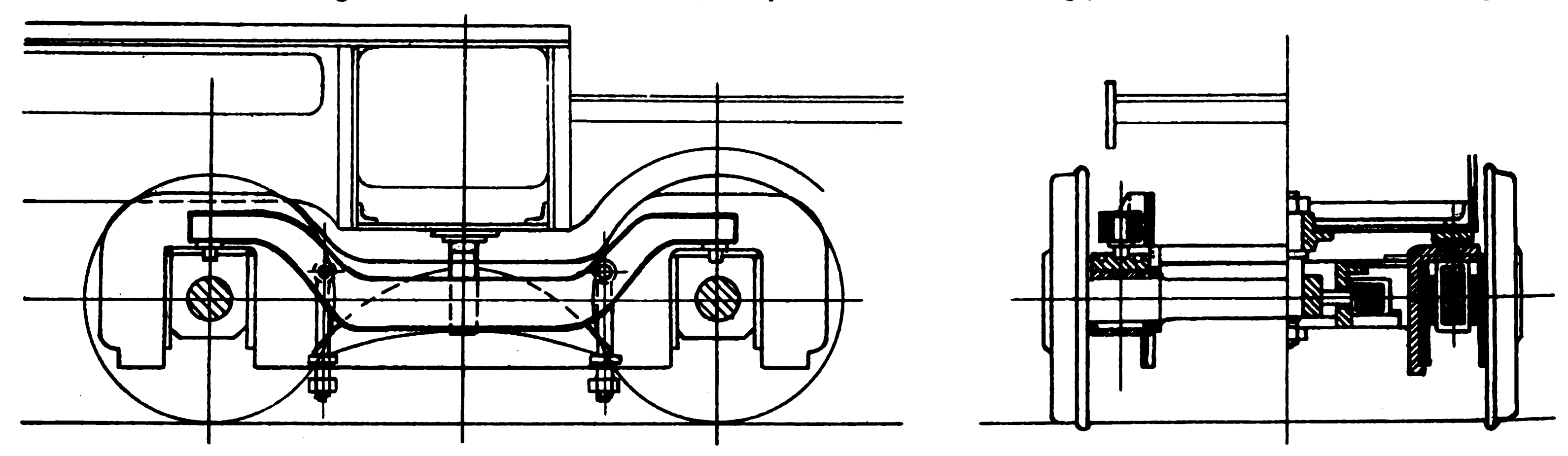


Abb. 2. Lok. Drehgestell mit Ausgleichfedern und seitlicher Auflagerung.

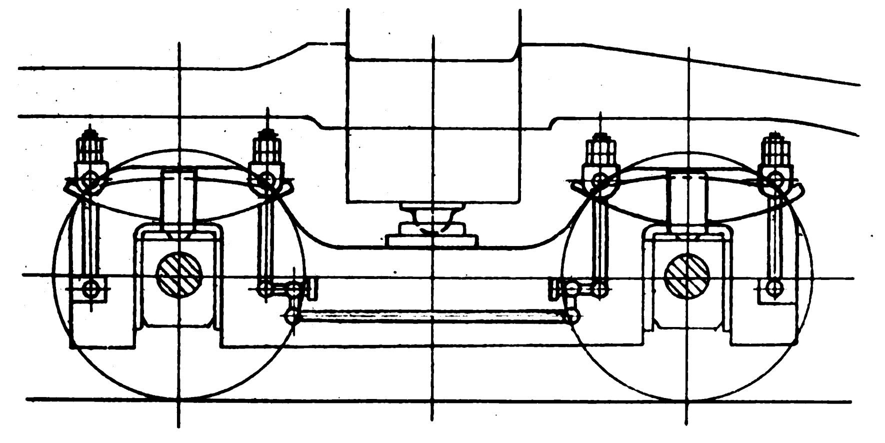


Abb. 3. Lok. Drehgestell mit Längsausgleich und seitlicher Auflagerung.

**Zum Aufsatz: Die Anpassung der Lokomotiven und Tender an Gleisunebenheiten: Einfluß der Bauart zweiachsiger Drehgestelle.**

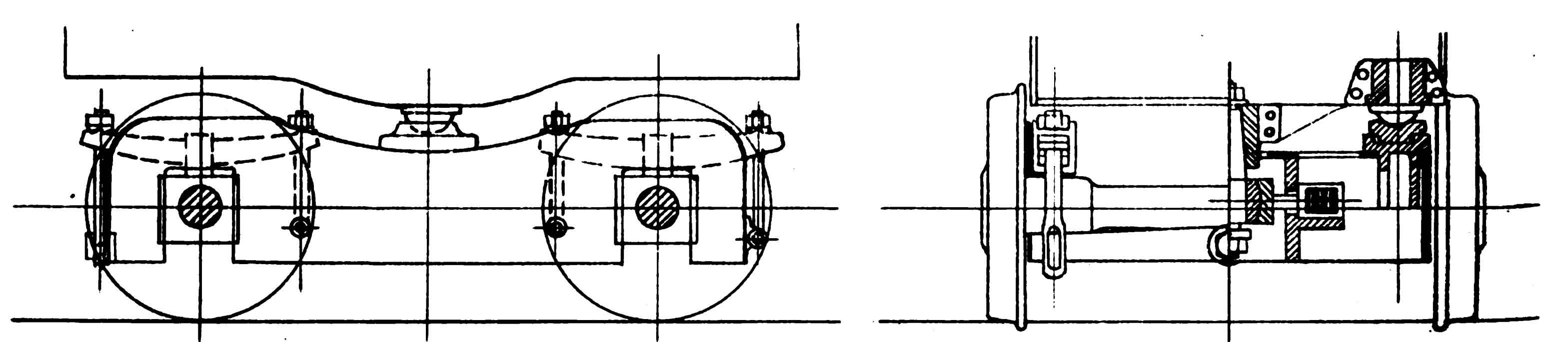
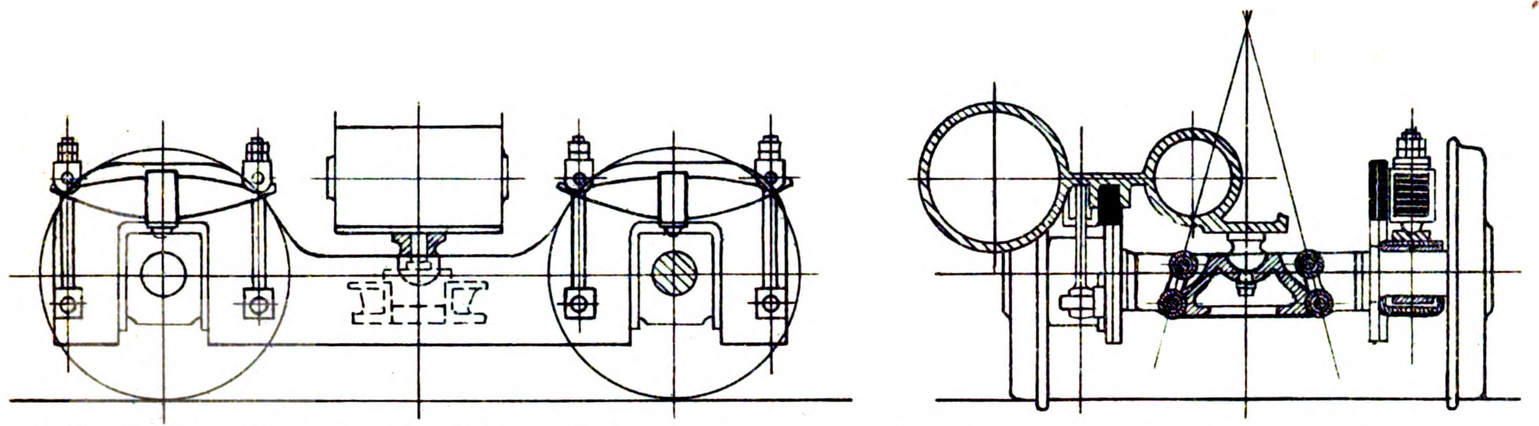
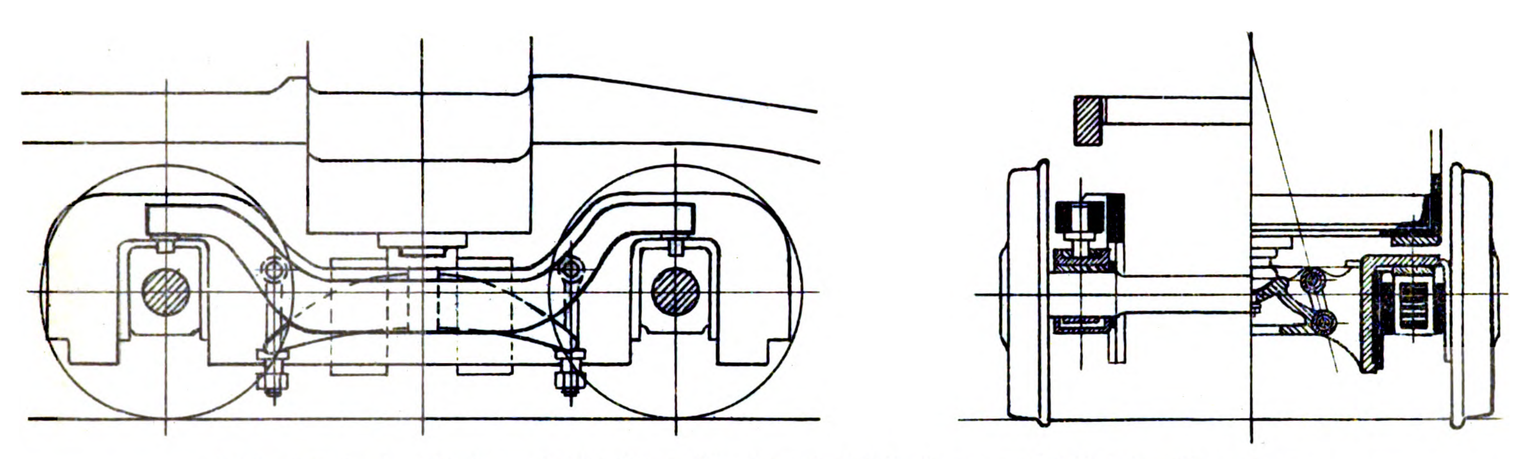
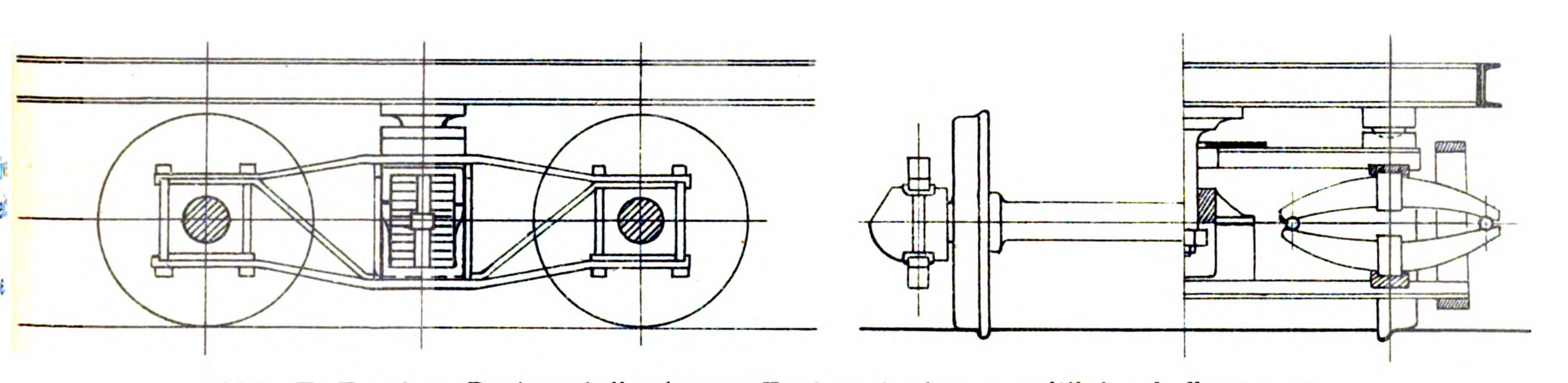


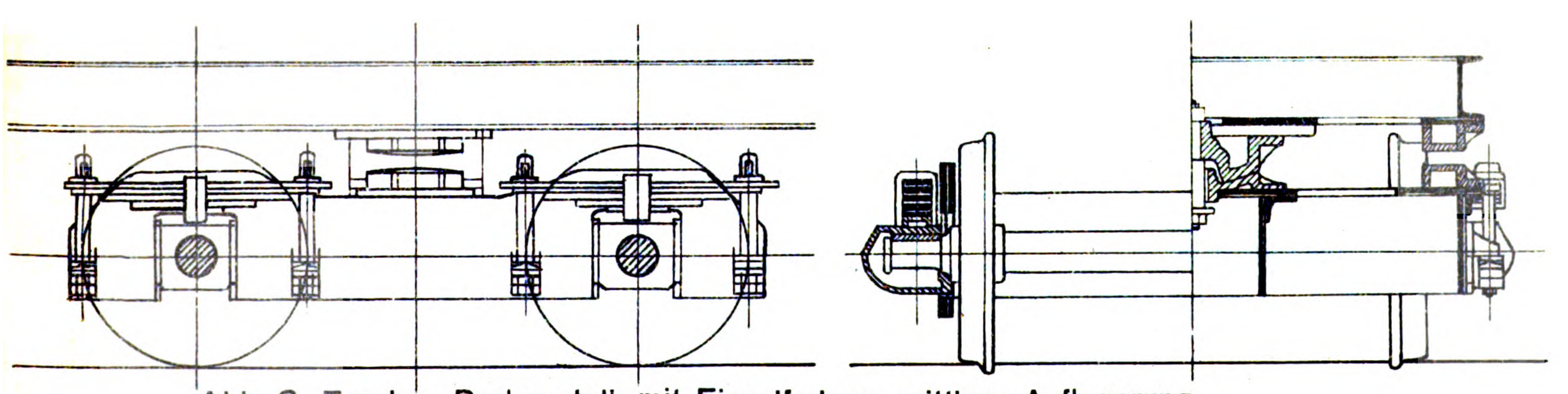
Abb. 4. Lok. Drehgestell mit einem Querausgleich (Dreipunkt - Unterstützung) und seitlicher Auflagerung.

Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

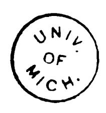

Abb. 5. Lok. Drehgestell mit Einzelfedern (Vierpunkt - Unterstützung) und mittlerer Auflagerung.


Abb. 6. Lok. Drehgestell mit seitl. Ausgleichfedern und Mittelauflagerung.


Abb. 7. Tender-Drehgestell, starrer Fachwerkrahmen, seitliche Auflagerung.

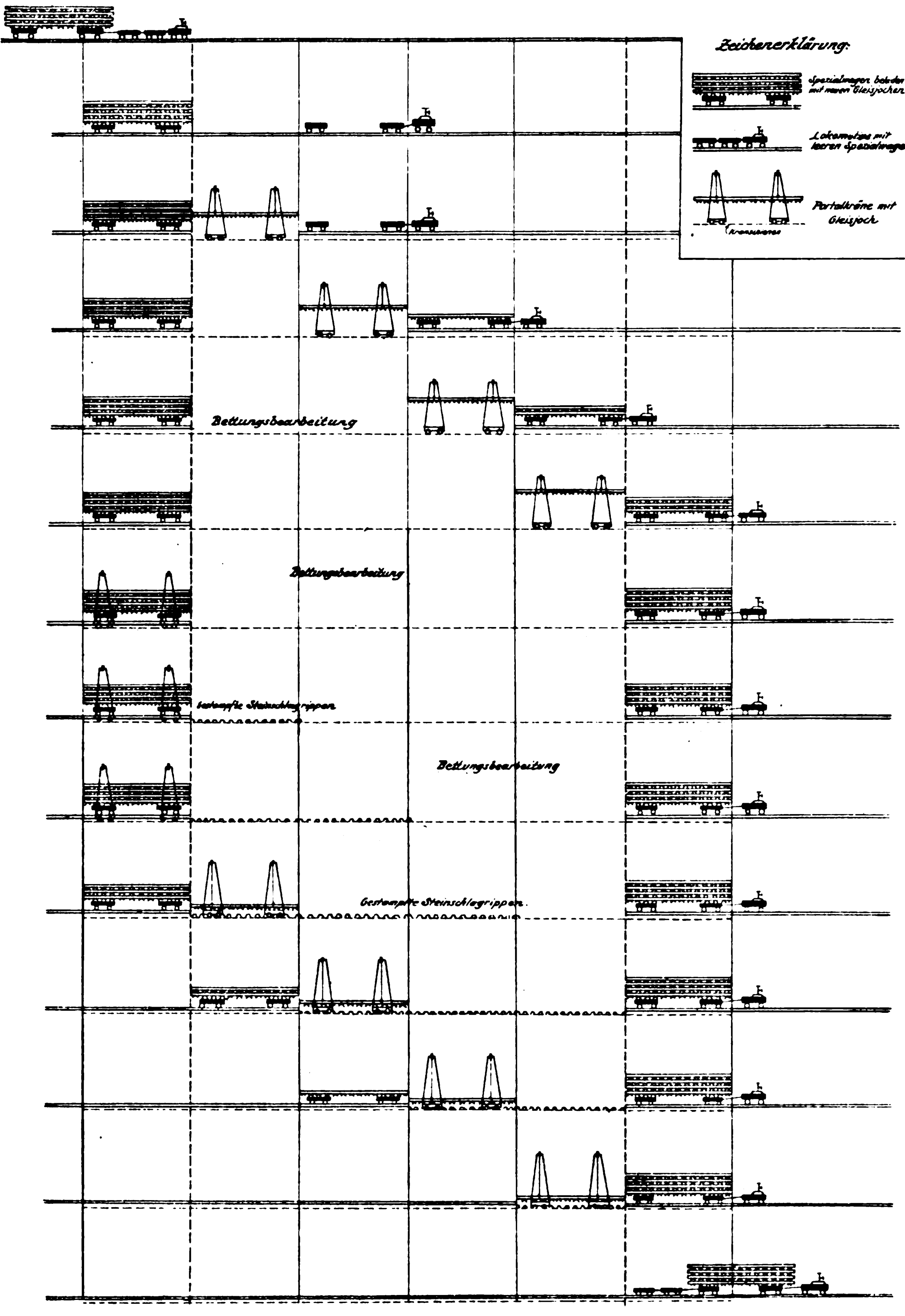

Abb. 8. Tender-Drehgestell mit Einzelfedern, mittlere Auflagerung.

C. W. Kreidel's Verlag, München

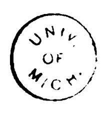


# Zum Aufsatz: Maschineller Gleisumbau nach dem Verfahren Neddermeyer (D R.P.)

## Schematische Darstellung des Neddermeyerschen Verfahrens (D.R.P.) zum Aufnehmen und Verlegen ganzer Gleisjoche.




Durch die vorstehende Prinzipskizze soll, ohne eine bestimmte Leistung darzustellen, die Arbeitsweise des Verfahrens Neddermeyer gezeigt werden.
Die Leistungen können durch Verwendung von je einem Kranpaar für das Aufnehmen u. das Verlegen der Gleisjoche gesteigert werden.


UNIV.
OF
MICH.

1928
83. Jahrgang

Heft 21
1. November

# ORGAN
## FÜR DIE FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

TECHNISCHES FACHBLATT
DES VEREINS DEUTSCHER EISENBAHNVERWALTUNGEN
HERAUSGEGEBEN VON Dr. ING. H. UEBELACKER / C. W. KREIDEL'S VERLAG · MÜNCHEN

Inhaltsverzeichnis.








Buchbesprechungen.

Das

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

erscheint am 1. und 15. jedes Monats.

Die Anschrift des Schriftleiters ist: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, Sandstraße 38/40,**
die des stellvertretenden Schriftleiters: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden, Wiener Straße 4.**



Der halbe Jahrgang 1928 des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ wird mit 18.— **RM.** berechnet und ist durch den Buchhandel oder (zuzüglich des anfallenden Drucksachenportos) von der Verlagsbuchhandlung zu beziehen.

Von den im Organ erscheinenden Aufsätzen können Sonderabdrucke bezogen werden. Bestellungen müssen spätestens 8 Tage nach Erscheinen der Hefte in den Händen des Verlags sein.

Preis für 1 Seite Umfang bei Bestellung von 20 Stück etwa 7 *M*, für weitere 10 Stück 0,50 *M*, mit Tafeln entspr. höher.

Auch auf die Fachhefte werden Sonderbestellungen entgegengenommen.

**C. W. Kreidel's Verlag** in München, Trogerstrasse 56.

Wegen Anzeigen und Beilagen wolle man sich wenden an die Verlagsbuchhandlung **Julius Springer**, Berlin W 9

| Anzeigenpreise: | 1/1 | 1/2 | 1/4 | 1/8 Seite |
|---|---|---|---|---|
| | 180.— | 90.— | 45.— | 22.50 RM |

Bei 12 24 maliger Aufnahme innerhalb Jahresfrist 10 20 % Nachlaß.

Für Vorzugsseiten gelten besondere Preise. Beilagen nach Vereinbarung.


LUFTPRESSER
für
elektrische
LOKOMOTIVEN.
DRUCKLUFT-BREMSEN
für Voll-und Straßenbahnen.
DRUCKLUFT-
Pfeifen, Läutewerke und
Sandstreuer.
Druckluft-Bügelbetätigungs-Vorrichtg.
KNORR-
BREMSE A-G
BERLIN-O112 LICHTENBERG
THÜRMER

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

**83. Jahrgang** **1. November 1928** **Heft 21**

## Untersuchungen an Riffelschienen.

Von Reichsbahnrat Dr. **R. Kühnel** und Reichsbahnrat Dr. **W. Marzahn.**

Hierzu Tafel 18.

Unter Riffeln versteht man eine wellenförmige Abnutzung auf der Lauffläche der Schienen. Es erscheinen silberhelle Flecken, die wie ein fortlaufendes Band, teils in gleichmäßigen, teils in wechselnden Abständen, aneinandergereiht sind. Textabb. 1 zeigt eine Schiene mit Riffelbildung, Textabb. 2 eine Teilaufnahme. Eine größere Anzahl von Betrachtungen über Ursachen und Wirkungen von Schienenriffeln findet sich heute schon im Schrifttum. Eine einwandfreie Klärung ihrer Ursachen wurde jedoch noch nicht erzielt. Wir geben einen Auszug aus diesen Veröffentlichungen bis zum Ende des Jahres 1926, soweit sie uns bekannt geworden sind, am Schluß dieses Aufsatzes. Eins allerdings erscheint schon heute ziemlich sicher. Die Hauptursache der Riffelbildung ist die gleitende Reibung, der Schlupf. Sobald zwei Bauteile unter dieser Art von Reibung sich aufeinander bei einem gewissen Druck bewegen, versuchen sie zunächst mit einer rollenden Reibung aufeinander abzurollen. Der zwangläufige Antrieb macht dieser Bewegung aber bald ein Ende und es erfolgt als Ausgleich ein Augenblick verstärkten Rutschens, dann wieder ein kurzes Rollen, dann wieder Rutschen und so fort. Dieses in immer wiederkehrenden Abständen erfolgende reine Gleiten führt zur Abschmirgelung und Verformung der Werkstoffoberfläche, zur Bildung von Riffeln. Gerade infolge dieses das Abrollen unterbrechenden reinen Gleitens wird die Neigung, Riffeln zu bilden, bei allen nicht zu harten Werkstoffen schon bei 1% Schlupf so groß, daß man auf Abnutzungsprüfmaschinen zu allen möglichen Hilfsmitteln greifen muß, um sich der Riffelbildung zu erwehren. Die nachstehende Textabb. 3 zeigt eine solche unerwünschte Riffelbildung auf einer Abnutzungsprüfrolle und läßt gleichzeitig erkennen, in welchem Umfang gleitende Reibung trotz des geringen Schlupfes schon eingetreten ist. Neben den üblichen Ermittlungen der Härte und des Aufbaus wurden nun von uns an Riffelschienen auf Veranlassung des RZA auch Untersuchungen über Anordnung und Verlauf der Riffeln und der mit ihnen verbundenen Härte- und Gefügeänderung der Oberfläche angestellt, deren Ergebnis nachstehend mitgeteilt sei.

Abb. 1. Schiene mit Riffelbildung.

Zur ersten Schiene, die im Juni 1923 untersucht wurde, war uns folgendes bemerkt worden:

„Die Schiene, von der das Schienenstück abgenommen wurde, war im Bahnhof Waghäusel, Gleis Mannheim—Karlsruhe, das mit vollbelasteten Zügen befahren wird, eingebaut. Die durchschnittliche tägliche Belastung des Gleises vor dem Ausbau der Schiene betrug 5 Schnellzüge, 14 Personenzüge, 1 Eilgüterzug, 38 Güterzüge. Die hauptsächlich auf dem Gleise verkehrenden Maschinen sind Gattung G 12, T 12 und 4 P. Die Schiene lag in der Bremsstrecke für sämtliche von Richtung Mannheim kommenden Züge, die auf Station Waghäusel halten mußten. Bei Schnell- und Personenzügen wurden sämtliche Achsen gebremst, bei den übrigen nur die besetzten Wagenachsen. Das eingesandte Schienenstück hat starke Riffelbildung."

Die Abb. 1, Taf. 18 zeigt in einem Kurvenblatt die mit der Meßuhr festgestellte Abnutzung in Millimeter, die

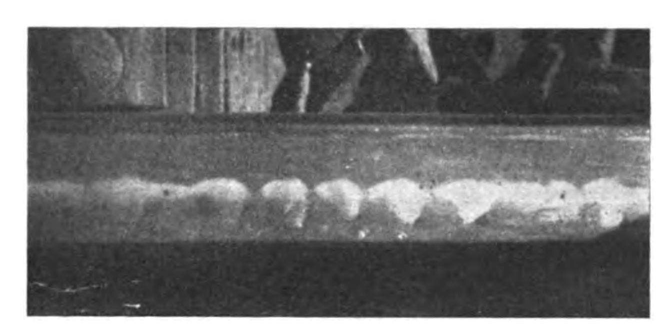


Abb. 2. Teilaufnahme einer Schiene mit Riffelbildung.

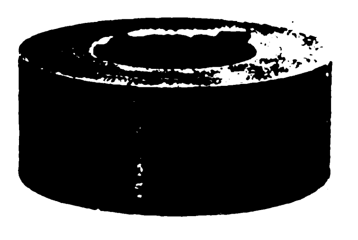


Abb. 3. Riffelbildung auf einer Abnutzungsprüfrolle.

Shore- und die Brinellhärte auf etwa 1 m der Schiene in der Längsachse der Oberflächenmitte des Schienenkopfes. Die Riffeltäler zeigen bei beiden Prüfverfahren ein Ansteigen der Härte. Die Gefügeuntersuchung ergab an diesen Stellen stärkere Verformung als im Riffelberg.

Die zweite Schiene wurde im Februar 1924 untersucht. Der nur $\frac{1}{2}$ m lange Abschnitt stammt vom Gleise Buchholz—Klecken. Angaben über den Betrieb auf der Strecke waren nicht gemacht. Die aus der Härte errechnete Zugfestigkeit betrug 63 kg/mm². Der Aufbau war normal. Die Abb. 2, Taf. 18 zeigt wieder die Lage der Riffelberge und -täler und den Härteverlauf. Im Gegensatz zum vorigen Bilde stehen hier Riffelberg und höchste Härte in Beziehung. Wesentliche Gefügeverquetschungen zeigten sich, ebenfalls im Gegensatz zur vorhergehenden Untersuchung, nicht.

Die dritte Schiene wurde im Januar d. J. untersucht. Sie stammte von der Berliner Stadtbahn und schien ziemlich starke Riffelbildung aufzuweisen. Sie lag nahe dem Bahnhof

Bellevue am Ausfahrsignal. Die aus der Härteprüfung errechnete Zugfestigkeit betrug 70 kg/mm². Bei einem Längsschnitt zeigten sich jedoch keine irgendwie bemerkenswerten Verschiebungen des Aufbaus im Tal oder Berg. Irgendwelche außergewöhnlichen sonstigen Merkmale des Aufbaus, die als Ursache der Riffelbildung hätten angesehen werden können, waren nicht vorhanden. Die Abb. 3, Taf. 18 zeigt wieder den Verlauf der Abnutzung in Millimeter und der Härte, gemessen mit Shore- und Brinellprüfapparaten. Die Kurve der Brinellhärte verläuft mit ganz geringer Streuung, weil eine wesentliche Oberflächenhärtung noch nicht eingetreten war. Zwischen Shore-Härteverlauf und Abnutzungskurve sind keine besonderen Beziehungen zu ermitteln.

Ganz allgemein kann man sagen, daß nach den Ergebnissen der Messungen der Abnutzungstiefe, der Härte und der Gefügeprüfung die Riffeln sich als wesentlich weniger stark ausgebildet erwiesen, als es bei der bloßen Betrachtung dem Auge zunächst erscheinen mochte.

Eine besondere Art der Ausbildung von Riffeln, wenn man hier diese Bezeichnung überhaupt noch wählen kann, zeigt eine vierte Schiene, die im Dezember 1927 untersucht wurde und von der Bahnmeisterei Diez der Reichsbahndirektion Frankfurt a. M. stammt. Die zwischen diesen langgestreckten Vertiefungen liegenden blankgefahrenen Flächen der Schiene sehen riffelähnlich aus, aber ein Vergleich mit Textabb. 1 läßt doch den Unterschied ziemlich klar erkennen. Dort füllt der gewöhnliche Riffelberg die Breite der Fahrfläche aus und das ihm folgende Tal ebenfalls. Bei dieser Schiene aber liegen seitlich der Talvertiefung noch Flächen normaler Höhe. Der Radreifen rollt also stets auf praktisch gleicher Höhe und sein Lauf wird von den Vertiefungen nicht berührt. Die aus der Härteprüfung errechnete Zugfestigkeit der Schiene betrug 70 kg/mm². Gefügeverdrückungen zeigten sich nicht. Die Abb. 8 zeigt den Verlauf von Abnutzung und Härte. Er ist gleichmäßiger und abweichend von dem der übrigen Schienen.

Über die gleichen Schienen hat Saller*) in dieser Zeitschrift bereits Betrachtungen veröffentlicht, in denen die Entstehung dieser Art von Riffeln näher beschrieben**) ist. Man könnte aus dieser Veröffentlichung und besonders aus dem Schlußsatz zu der Annahme kommen, daß die Grundursache der Riffelbildung nunmehr im Walz- bzw. Richtverfahren zu suchen sei. Das Ergebnis der vorstehend beschriebenen Untersuchungen und unsere bisherigen Beobachtungen lassen es uns geraten erscheinen, die von Saller näher beschriebene Riffelbildung als einen Sonderfall anzusehen, der zu allgemeinen Schlüssen über die Ursache der Riffelbildung nicht herangezogen werden sollte***). Es kann freilich vorkommen, daß solche Schienen auf einer Strecke verlegt werden, die Neigung zur Riffelbildung hat. Dann wird diese Erscheinung von normalen Riffeln überlagert und es wird dann schwer sein, zu entscheiden, welche Einflüsse bei der Riffelbildung vorherrschten. Es muß als sehr erwünscht bezeichnet werden, daß Saller diese Art von Scheinriffeln in einer Zeitschrift einmal ausführlich beschrieben hat; denn ihr Auftreten trägt zweifellos wesentlich dazu bei, daß die Erkenntnis der wirklichen Ursachen der Riffelbildung so langsame Fortschritte macht. So konnte z. B. auch eine riffelähnliche Abnutzung der Fahrfläche bei den englischen Sandbergschienen beobachtet werden. Diese Schienen hatten eine vergütete Lauffläche und waren während der Ruhrbesetzung versuchsweise als verschleißfeste Schienen in verschiedenen Strecken verlegt worden. Aber auch bei diesen Sandbergschienen handelte es sich nur um die scheinbare Riffelbildung, denn die Fahrfläche fuhr sich nach einiger Zeit wieder glatt.

*) Riffelbildungen an Eisenbahnschienen. Organ 1927, Heft 20, S. 394.

**) Ähnliche Mitteilungen sind uns auch im Jahre 1910 gemacht worden. Auch hier sind diese Riffeln ebenso wie nach neueren Beobachtungen überwiegend wieder verschwunden.

***) Wir machen hierzu auf den folgenden Aufsatz von Dr. Dahl: „Scheinriffeln an Eisenbahnschienen" auf Seite 447 aufmerksam. Die Schriftleitung.

Wie eingangs schon bemerkt war, ist als Grundursache der Riffelbildung der Schlupf anzusehen und es bleibt des weiteren zu prüfen, ob Fahrzeug- oder Oberbau oder beide in Wechselwirkung die Betriebsbedingungen herbeiführen können, die die Voraussetzung des Schlupfes sind.

Sehen wir das Schrifttum hierauf durch, so ergibt sich folgendes: Das Auftreten von Riffeln wurde zuerst vor etwa 30 Jahren in größerem Umfang bei einer Direktion im Westen beobachtet. Einige Jahre später konnte man feststellen, daß sich Riffeln in allen Direktionsbezirken zeigten, und zwar hauptsächlich in Brems- und Anfahrstrecken, besonders aber auf Bahnhöfen. Auf geraden Strecken und überhaupt auf freier Strecke wurden Riffeln dagegen seltener beobachtet. In den östlichen Gebieten will man gelegentlich das Auftreten von Riffeln nach starkem Laubfall und Schneeverwehungen, wobei die Räder ins Schleudern kommen, festgestellt haben.

Die ersten Untersuchungen über die Ursache von Riffelbildung finden sich im Schrifttum von K. Sieber in Nürnberg vom Jahre 1908*). Sieber findet als Hauptursache für die Entstehung von Riffeln das Auftreten starker gleitender Reibung zwischen der Schiene und dem Radreifen. Es wird weiter die Riffelbildung durch zu hohe Flächenpressungen begünstigt, wobei ein Überschreiten der Elastizitätsgrenze des Baustoffes bedingt ist. Auch auf geraden, freien Strecken ist nach Ansicht von Sieber niemals mit einer rein rollenden, sondern mit einer gleitend-rollenden Reibung zu rechnen, wobei eine Verquetschung des Baustoffes unmittelbar unter der Fahrfläche eintritt.

Auf der ersten Sitzung der Kommission für Riffeluntersuchung am 29. Oktober 1915 berichtet Kayser in seinem Vortrag über „Riffelerscheinungen auf einer Kölner Vorortstrecke"**). Er weist auf die Bedeutung zweier damals erschienenen Schriften auf dem Gebiet der Riffelforschung hin, die von Resal-Bordeaux und die von Meyer-Berlin***). Resal behandelt zum erstenmal unter Anwendung eigener Versuche die Schwingungen der Wagenachse, während Meyer hauptsächlich die Schwingungen der Schiene untersucht, wobei er von der Annahme einer streckenweise nicht unterstützten Schiene ausgeht. Beide Verfasser vertreten nebenbei aber auch die Ansicht, daß die Schiene selbst den Keim der Riffelbildung in sich trägt. Kayser kommt zu dem Ergebnis, daß nach den bisherigen Untersuchungen als die wesentliche Ursache der Riffelbildung Achsenschwingungen anzusehen sind.

Die verschiedenen Ansichten über die Ursache von Riffelbildungen behandelt Schwarz in seinem Aufsatz „Riffelbildung auf Hauptbahngleisen"†). Nach den Beobachtungen von Schwarz treten auf Hauptbahnen nur schwache Riffeln bis 1 mm Höhe auf, während sie auf Kleinbahnen erheblich höher sind. Auch wandern die Riffeln, so daß auf Kleinbahnen auch eine Beseitigung der Riffelberge eintritt.

Am 18. November 1925 berichtet Oberhoffer in Aachen in der Kommission für Riffeluntersuchungen über die von Puppe eingeleiteten Versuche zur Erforschung der Ursache der Riffelbildung. Oberhoffer kommt zu dem Ergebnis, daß nicht die Baustoffgüte, sondern die Eigenart der Strecke

*) Über Riffelbildung an Straßenbahnschienen und Beobachtungen über Rollbewegungen der Räder. Zeitschr. Elektr. Kraftbetriebe 1908.

**) Druckschrift der Kommission für Riffeluntersuchungen. Köln 1916.

***) Beide erschienen als Druckschrift des Internationalen Straßenbahn- und Kleinbahn-Vereines.

†) Zentralblatt der Bauverwaltung 1920, Heft 99, Seite 620.

das Ausschlaggebende für die Riffelbildung ist und daß diese den überwiegenden Einfluß ausübt und alle anderen Einflüsse überdeckt.

In ähnlichem Sinne äußert sich F. Märtens über die Ursache der Riffelbildung in seiner Abhandlung „Über die Entstehung der Riffeln auf den Schienenfahrflächen"*). Nach seiner Ansicht war es bisher schwierig, bei der Vielseitigkeit der mitwirkenden Ursachen die wesentlichen aus den minder wirksamen auszusondern. Von nicht durchschlaggebender Bedeutung ist fehlerhafter Aufbau des Stoffes. Bei der Beurteilung der Bildung von Riffeln könnten alle Fragen, die auf die Zusammensetzung des Schienenbaustoffes Bezug nehmen, ausgeschaltet werden, allenfalls wäre ein harter Schienenbaustoff an der Fahrfläche, der ein Überschreiten der Fließgrenze verhindert, geeignet, die Riffelbildung zu erschweren, während eine weiche Außenschicht die Riffelbildung fördern könnte.

Die wesentliche Ursache für die Riffelbildung ist nach Ansicht von Märtens in Schwingungen der Fahrzeuge und der Schienen zu suchen. Auch die Ungleichheit der Durchmesser der Räder, was ein teilweises Schleifen der Räder auf der Fahrfläche zur Folge hat, führt zu Riffelbildung.

Im Jahre 1924, als man bereits damit beschäftigt war, die Beziehungen zwischen Abnutzung und Zusammensetzung des Schienenbaustoffes zu erforschen, äußert sich Kayser in seinem Aufsatz „Riffelbildung auf Schienen"**) nochmals zur Frage der Entstehung der Riffeln. Nach seinen Feststellungen haben die Untersuchungen der letzten zehn Jahre den Bereich der in Frage kommenden Ursachen für die Riffelbildung auf ein immer engeres Gebiet zusammengedrängt. Einerseits spielen die Eigenschaften des zur Schienenherstellung verwendeten Materials und das Herstellungsverfahren selbst eine Rolle. Andrerseits ist die Bewegung der Räder auf den Schienen von großer Wichtigkeit. Nach seiner Ansicht steht der Widerstand gegen Riffelbildung in direktem Verhältnis zum Widerstand gegen Abnutzung.

*) Organ 1919, Heft 8, Seite 119.
**) Verkehrstechnische Woche 1924, Nr. 31.

Als letzte Veröffentlichung ist die von Hohenberger vom Jahre 1926 „Riffelbildung am Eisenbahngleis" zu nennen*). Hohenberger unterscheidet mehrere Formen von Riffeln. Nach seiner Ansicht ist die Bremswirkung nur für einen Teil von Riffeln verantwortlich zu machen. Dagegen werden die weitaus meisten Riffeln durch die Bewegungen der Schiene erzeugt, die wiederum auf schlechte Stopfung der Schwellen zurückzuführen sind.

Überblicken wir noch einmal den gegenwärtigen Stand der Erkenntnis von der Ursache der Riffelbildung, so scheint uns, daß doch recht wesentliche Fortschritte gemacht sind.

Sieht man im Schlupf — also in der abwechselnd gleitend-rollenden Reibung — die Hauptursache der Riffelbildung, so bleibt zu untersuchen, welche Einflüsse bei Fahrzeug und Oberbau diesen Vorgang herbeiführen. Bei Bremsstrecken sind sie offenbar. Die Masse des bewegten Fahrzeugs will den Radsatz aus seiner durch den Bremsklotz verlangsamten rollenden Reibung in gleitende reißen. Das Spiel der Federn erleichtert und erschwert im ständigen Wechsel diesen Einfluß und so muß eine Schlupfbewegung entstehen, die zur Riffelbildung führt.

Auf freier Strecke kommen diese Ursachen nicht in Frage. Hier aber können Schwingungen des Fahrzeugs und Schwingungen des Oberbaus in Resonanz den Fahrzeuglauf so beeinflussen, daß ebenfalls Schlupf ermöglicht wird. Die vorstehend genannten Veröffentlichungen bieten wertvolle Fingerzeige zur weiteren Klärung dieses Vorgangs.

Treffen diese Ableitungen zu, so ergibt sich weiter, daß der Zustand des Werkstoffs von Rad und Schiene nur eine untergeordnete Rolle spielen kann. Neigt der Werkstoff aber besonders zur Abnutzung, so wird — wie auch Kayser erkannte — die Riffelbildung sich verstärken; sie wird aber kaum durch Werkstoffeigenheiten eingeleitet werden. Scheinriffeln, wie sie Saller beschrieb, sind besonders zu beachten, weil sie uns bei der Erforschung der Ursachen der Riffelbildung sehr leicht auf Irrwege führen können.

*) „Die Gleistechnik" 1926, Nr. 17.

## Scheinriffeln an Eisenbahnschienen.

Von Dr. Ing. e. h. **F. Dahl.**

Im Heft Nr. 20 des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" vom 30. Oktober 1927, Seite 394 und 395 bringt Reichsbahnoberrat Dr. Saller einen Aufsatz über Riffelerscheinungen bei Eisenbahnschienen. Diese Ausführungen veranlaßten mich zu eingehender Prüfung der Ursachen und Art der in dem beregten Aufsatz gekennzeichneten Erscheinungen, die ich wie folgt bekanntgebe:

Die Schienen waren auf dem Lieferwerk, der August Thyssenhütte, mit einer Rollenrichtmaschine mit Richtrollenanordnung gemäß beistehender Abbildung gerichtet worden.

Die oberen Rollen $a_1$, $a_2$ und $a_3$ sind angetrieben, die unteren Rollen $b_1$ und $b_2$ sind nicht angetrieben.

Der Antrieb erfolgt durch elektrischen Motor, verbunden mit Zahnradübersetzung. Der Abstand der Richtrollen beträgt 1 m. Die Beobachtung des Richtganges auch bei neuem Einbau und genau montiertem Getriebe läßt deutlich erkennen, daß der Durchgang der Schienen mit einer Vibration verbunden ist, der sich in regelmäßigen, der Zahnradteilung entsprechenden Schwingungen auswirkt. Man kann diesen schwingenden Durchgang der Schienen wohl als Allgemeinerscheinung bei den mit Zahnradübersetzungen ausgerüsteten Rollenrichtmaschinen ansprechen. Die Vibrationen des Richtgutes verursachen einen sich besonders bei der ersten Druckrolle $a_1$ bemerkbar machenden, genau der Zahnradteilung entsprechenden, wellenförmigen, oder, besser gesagt, polygonartigen Verschleiß der Rollenoberfläche.

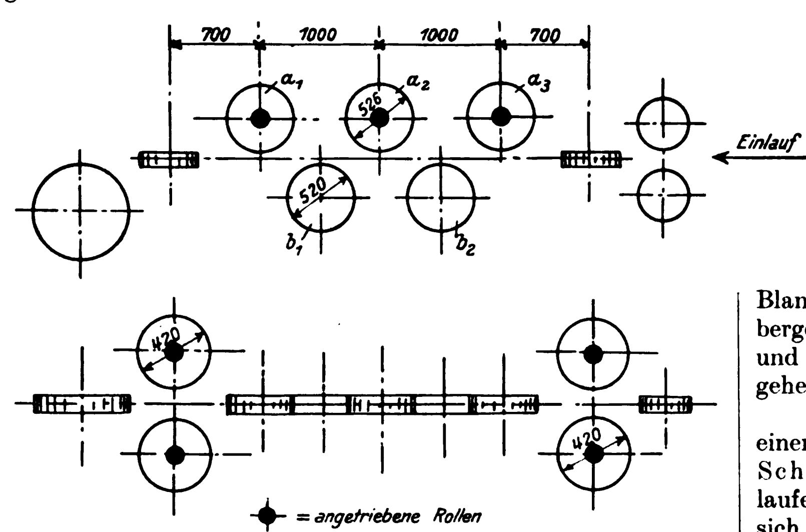
Bei fortschreitendem Verschleiß der Zahnräder und Richtrollen wirken sich die durch den Verschleiß entstandenen Unterschiede im Durchmesser der Richtrollendruckflächen in einem dem Verhältnis der Zahnteilung angepaßten Spiel von abwechselnd stärkeren und schwächeren Durchbiegungen des Schienenstabes aus. Die stärkeren Durchbiegungsstellen sind auf der Kopffläche im Abstande der Zahnradteilung als Druckstellen bemerkbar. An den Schienenfüßen kennzeichnen sich die abwechselnd stärkeren Durchbiegungen als durch Abspringen der Walzhaut hervorgerufene Kraftlinien.

Der Abstand der Stellen stärkeren Druckes betrug übereinstimmend mit der Zahnteilung 56 mm. Die Auswirkungen desselben auf die Schienenkopffläche stellte sich als Vertiefungen von 0,05 bis 0,1 mm dar.

Dieser Tiefenunterschied entsprach im wesentlichen der Dicke der Walzhaut, die an den stärker gedrückten Stellen sich als abgeschabt erwies. Es handelt sich also um Unebenheiten, die mit bloßem Auge, auch selbst bei Linealauflegung, als solche kaum bemerkbar waren, vielmehr nur als Lichtreflexe oder später als dunkle Roststellen in Erscheinung traten. —

Was der ganzen Angelegenheit eine Bedeutung gibt, an der nicht ohne weiteres vorbeigegangen werden kann, ist die Ansicht Dr. Sallers, daß im vorliegenden Fall zum erstenmal festgestellt wurde, daß Schienen den Keim zur Riffelbildung schon vom Walzwerk mit sich bringen können.

Dr. Saller spricht sogar davon, daß auch an den oberen Fußflächen der Schienen Riffeln beobachtet werden konnten. Letztere Feststellung darf ich wohl als eine irrtümliche Auffassung ansehen. Die Schienenfüße zeigten lediglich die oben gekennzeichneten Kraftlinien in der Walzhaut, aber keinerlei sonstige Unebenheiten. Das Wesen der Riffeln schließt auch ihre Entstehung an den Fußflächen aus.



Anordnung der Richtrollen.

Es muß gegenüber den Ausführungen Dr. Sallers die Frage aufgestellt werden: sind Unebenheiten auf der Kopffläche von 0,05 bis 0,1 mm Tiefe, die in der beschriebenen Weise sich gebildet haben, wirklich als Riffeln anzusprechen? Diese Frage ist zu verneinen aus folgender Beobachtung heraus:

Auf beiden Seiten der Kopffläche zeigen sich der Länge nach durchgehende Streifen, die diese Unebenheiten nicht besitzen. Zwischen diesen Streifen erkennt man im mittleren Teil in Abständen der Zahnradteilung elliptische Vertiefungen in obengenanntem Ausmaße. Die Kopffläche der Schienen bekommt dadurch das Aussehen eines Netzwerkes, seitlich begrenzt von den durchlaufenden Fahrstreifen, die in bestimmten, durch die Zahnteilung gegebenen Abständen miteinander in Verbindung stehen. Der Lauf des Rades kann durch diese Unebenheiten kaum ungünstig beeinflußt werden.

Der Metallurge, Dr. Meyer, den ich bei der Untersuchung der Schienen zu Rate zog, stellte fest, daß diese Erscheinung im Gefügebild kaum wahrnehmbar war und keinerlei Härtungserscheinungen zur Folge hatte.

Das Wesen wahrer Riffelerscheinungen ist der wellenförmige Verschleiß der Fahrfläche der Schienen. Beim Befahren riffliger Schienen kann kein durchgehender Blankstreifen entstehen, sondern nur aneinandergereihte Riffelberge und -täler mit entsprechenden Gefügeverdrückungen und Härtungserscheinungen, vergl. Abbildung 2 im vorhergehenden Aufsatz auf Seite 445.

Auf der dem vorigen Aufsatz beigegebenen Abbildung einer durch die Rollenrichtmaschine veränderten Schiene erkennt man hingegen deutlich einen durchlaufenden, glattebenen, blanken Fahrstreifen, neben welchem sich im mittleren Teil in regelmäßigen Abständen die gekennzeichneten elliptischen Vertiefungen in dunkler Färbung abheben.

Es handelt sich um geringfügige Unebenheiten der Schienenfahrflächen, die, wie auch Dr. Saller angibt, beim Befahren sehr bald verschwinden und daher ebensowenig wie andere, unvermeidlicherweise an den Schienenkopfflächen vorkommende Vertiefungen wesentlich stärkerer Art als Riffeln bezeichnet werden können.

Es sei im übrigen bemerkt, daß die beschriebene Erscheinung in so ausgeprägter Weise nicht hervorgetreten wäre, wenn nicht die benutzten Richtrollen, die der Form der Schienenkopfwölbung angepaßt sind, in zu weicher Qualität angeliefert worden wären und die Antriebsräder infolge zu großer Zahnteilung mit etwas Spiel gearbeitet hätten.

## Zeichnerische Bestimmung von Tangentenlängen.

Von Reichsbahnbauführer **Massute**, Bad Lausick.

Hierzu Tafel 19 und 20.

Bei Entwurfsarbeiten im Eisenbahn-, Straßen- und Kanalbau sind häufig Richtungswechsel durch Einschalten von Kreisbogen auszurunden, deren Anfang und Ende unter Zuhilfenahme der zugehörigen Tangentenlängen bestimmt zu werden pflegt.

Die Tangentenlänge ist bekanntlich

$$t = R \,.\, \text{tang}\, \alpha/2$$

(siehe $\Delta\, SMT_2$ in Textabb. 1). Die Auswertung dieses Ausdrucks erfordert in zahlreichen Fällen immerhin so viel Zeichen- oder Rechenarbeit, daß das Bemühen um eine weniger zeitraubende Darstellungsweise nicht müßig erscheint.

Vorher soll darauf eingegangen werden, innerhalb welcher Grenzen die Anwendung der beiden üblichen Näherungsverfahren zulässig erscheint, die auf den Beziehungen

$$t' = R \,.\, \sin \alpha/2$$

und

$$t'' = R \,.\, 1/2 \;\text{tang}\, \alpha = R : 2\, m$$

beruhen.

Soll, wie in Textabb. 1 dargestellt, die Ausrundung zwischen zwei Geraden $g_1$ und $g_2$, die sich in S unter dem Winkel $\alpha$ schneiden, durch einen Bogen vom Halbmesser R gezeichnet werden, so liegt es am nächsten, den Kreismittelpunkt M als Schnittpunkt der Parallelen zu $g_1$ und $g_2$ im Abstande R und die Tangentenendpunkte $T_1$ und $T_2$ durch Fällen der Lote $MT_1$ auf $g_1$ und $MT_2$ auf $g_2$ zu gewinnen. Bei kleinen Maßstäben und Halbmessern wird sich dies im allgemeinen durchführen lassen.

Reicht die verfügbare Zeichenfläche zu dieser Darstellung nicht aus, so ist es oft noch möglich, die gesuchte Tangentenlänge zeichnerisch als den zwischen $g_1$ und $g_2$ gelegenen Abschnitt CD derjenigen Tangente zu finden, die den Kreis vom Halbmesser R/2 um S in E, dem Schnittpunkte des Kreises mit der Winkelhalbierenden von $\alpha$ durch S, berührt. ($CD = 2 \,.\, ED = 2 \,.\, \frac{R}{2} \,.\, \text{tang}\, \alpha/2 = t$). Die Eintragung der Winkelhalbierenden kann unterbleiben, da man sich beim Zeichnen den Umstand zunutze machen kann, daß CD parallel der Sehne AB des gleichen Kreisabschnittes verläuft. Die technische Durchführbarkeit dieses Verfahrens ist durch die Größe des Zeichenblattes und die größte einstellbare Zirkelöffnung begrenzt.

Da das Schlagen des Kreises und das Abschieben der Parallelen bereits als zu umständlich empfunden wird, ersetzt man beim Zeichnen die Tangente CD oftmals durch die Sehne AB, die sich wesentlich rascher finden läßt. Das ist auch insofern vorteilhafter, als man dazu lediglich einen Stechzirkel braucht und die Zeichnung nicht mit überflüssigen Hilfslinien belasten muß. Die Ersatzlänge $AB = 2 \,.\, KB$ ist $t' = R \,.\, \sin \alpha/2$, wie sich aus $\Delta$ KSB ergibt.

Die zweite Näherungsart besteht darin, daß man auf $g_2$ von S aus SB = R/2 abträgt und in B die Senkrechte errichtet, welche $g_1$ in J schneidet. Aus $\Delta$ JSB folgt, daß die Ersatzlänge $JB = t'' = \frac{R}{2} . \mathrm{tang}\ \alpha$ ist. Da $\mathrm{tang}\ \alpha = \frac{1}{m}$ ist, kann auch $t'' = \frac{R}{2m}$ geschrieben werden. Bei bekanntem m, — z. B. bei Ausrundungen von Gefällwechseln und beim Entwerfen von Weichenstraßen — gestattet diese Beziehung eine sehr bequeme rechnerische Ermittlung der angenäherten Tangentenlänge.

Bei Anwendung der Näherungsverfahren ist es ratsam, sich über die auftretenden Fehler klar zu werden. Zum Vergleich sind die drei Längen t, t' und t'' in Textabb. 1 von B aus auf BJ abgetragen. Es ist

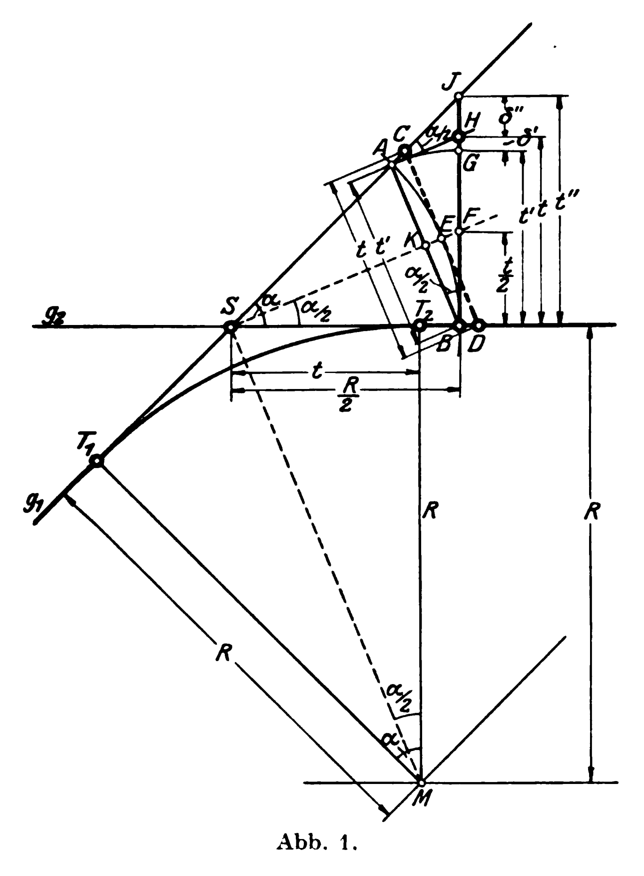



Abb. 1.

$$t = R . \mathrm{tang}\ \alpha/2 = BH \left( = 2 . BF = 2 . \frac{t}{2} \text{ (vergl. } \Delta \text{ FSB)} \right),$$

$$t' = R . \sin \alpha/2 = BG \ (= BA)$$

und $t'' = \frac{R}{2} . \mathrm{tang}\ \alpha = BJ$ (nach der angegebenen Darstellung).

Man erkennt, daß für Werte von $\alpha$ zwischen $0^0$ und $90^0$ die genaue Tangentenlänge t zwischen den Näherungswerten t' und t'' liegt; und zwar ist t' um den Betrag $GH = \delta' = R . \left(\mathrm{tang} \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}\right)$ zu klein, t'' um die Strecke $HJ = \delta'' = \frac{R}{2} . \mathrm{tang}\ \alpha - R . \mathrm{tang} \frac{\alpha}{2}$ zu groß.

Welche Werte die Funktionen $\mathrm{tang} \frac{\alpha}{2}$, $\sin \frac{\alpha}{2}$ und $\frac{1}{2}$ tang $\alpha$ für $\alpha$ zwischen $0^0$ und $180^0$ annehmen, ist für den Halbmesser R = 1 in Abb. 1, Taf. 19 dargestellt: Gemeinsam bei $\alpha = 0^0$ mit 0 beginnend, verlaufen alle drei Kurven zunächst fast gleich, um sich allmählich immer weiter voneinander zu entfernen. tang $\alpha/2$ wird bei $90^0 = 1$ und erreicht bei $180^0$ den Wert $\infty$, den $\frac{1}{2}$ tang $\alpha$ bereits bei $90^0$ annimmt, um bis $180^0$, von $-\infty$ herkommend, zum Nullpunkt zurückzukehren. sin $\alpha/2$ steigt bis zum Werte 1 bei $180^0$ an.

Um die Größe der Abweichungen noch besser zu veranschaulichen, sind in Abb. 2, Taf. 19 die Werte für tang $\alpha/2$ durchweg gleich 100% und diejenigen für sin $\alpha/2$ und $\frac{1}{2}$ tang $\alpha$ dazu in Beziehung gesetzt. (Bei $\frac{1}{2}$ tang $\alpha$ sind die Werte für $\alpha > 90^0$ weggelassen).

Man sieht, daß sich die Funktion sin $\alpha/2$ den Werten für tang $\alpha/2$ besser anschmiegt als $\frac{1}{2}$ tang $\alpha$, und zwar verhalten sich bei Winkeln etwa bis zu $30^0$ die Fehler — vom Vorzeichen abgesehen — rund wie 1 zu 2.

Die Größe des Anwendungsbereichs für die beiden Näherungsmethoden t' und t'' hängt davon ab, welche Fehler man als zulässig erachtet. Es sind die entstehenden Fehlerlängen $\Delta l'$ (oder $\Delta l''$) verhältnisgleich dem Maßstabverhältnis $\mu$, dem Halbmesser R und einer Größe p' (oder p''), die für jedes $\alpha$ die zugehörige prozentuale Abweichung $\frac{\delta'}{t}$ $\left(\text{oder } \frac{\delta''}{t}\right)$ darstellt.

p' und p'' können für $\alpha$ zwischen $0^0$ und $30^0$ der Zusammenstellung in Abb. 3, Taf. 19 entnommen werden. Sie sind für $\alpha$ von Grad zu Grad sowie für verschiedene 1 : m angegeben. Außerdem ist eingetragen, welche Winkel $\alpha$ bestimmten Werten von p' und p'' zugeordnet sind.

Da die Abweichungen am Anfange annähernd parabolisch wachsen, lassen sich innerhalb der beigefügten Grenzen p' und p'' auch durch die zugehörigen $\alpha$ und m ausdrücken:

$$p' \text{ [v.H.]} \approx 0{,}0038 . \alpha^2 [^0] \text{ für } \alpha \leq 30^0$$
$$\approx 12{,}34 : m^2 \quad \text{für } m \geq 7$$
$$p'' \text{ [v.H.]} \approx 0{,}0077 . \alpha^2 [^0] \text{ für } \alpha \leq 12^0$$
$$\approx 24{,}87 : m^2 \quad \text{für } m \geq 5.$$

Gibt man R in m, p' und p'' in v.H. an und will man $\Delta l'$ und $\Delta l''$ in mm erhalten, so gelten die Beziehungen

$$\text{I} \ldots\ldots \Delta l' \text{ [mm]} = 10 . \mu . R \text{ [m]} . p' \text{ [v.H.]}$$
$$\Delta l'' \text{ [mm]} = 10 . \mu . R \text{ [m]} . p'' \text{ [v.H.]}.$$

Nach p' und p'' aufgelöst, findet man

$$\text{II} \ldots\ldots\ldots p' \text{ [v.H.]} = \frac{\Delta l' \text{ [mm]}}{10 . \mu . R \text{ [m]}}$$
$$p'' \text{ [v.H.]} = \frac{\Delta l'' \text{ [mm]}}{10 . \mu . R \text{ [m]}}.$$

Die Gleichungen (I) werden benutzt, wenn man die Größe des Fehlers bei bekanntem $\alpha$ oder m und damit p ermitteln will, die Beziehungen (II), wenn man für irgendeine Meßgenauigkeit $\Delta l$ feststellen möchte, bis zu welcher Winkelgröße ein Näherungsverfahren unbedenklich angewendet werden darf.

Man erkennt beispielsweise, daß bei Ausrundungen von Gefällwechseln bei Hauptbahnen hinauf bis 1 : m = 1 : 100 in Längsprofilen 1 : 1000 die Tangentenlänge stets nach dem Näherungsverfahren t'' bestimmt werden darf. Denn bei dem in diesem Fall vorgeschriebenen R = 5000 m wird nach (I)

$$\Delta l'' = 10 . \frac{1}{1000} . 5000 . 0{,}0025$$
$$= 0{,}125 \text{ mm},$$

d. h., gleich einem Werte, der innerhalb der Zeichengenauigkeit liegt.

Im Anschluß an diese grundsätzlichen Darlegungen wird auf Taf. 20 ein Nomogramm mitgeteilt, das bei zeichnerischen Arbeiten in allen Fällen die Tangentenlängen sehr rasch und so genau liefert, wie es die zeichnerischen Hilfsmittel erlauben.

Ähnlich wie bei dem Absteckverfahren des Freiherrn von Aretin wird auf den beiden Graden $g_1$ und $g_2$, die durch einen Bogen miteinander verbunden werden sollen, von ihrem Schnittpunkt S aus je eine Strecke von 10 cm Länge aufgetragen, die auf $g_1$ bis A und auf $g_2$ bis B reicht. Dadurch wird die für den Winkel ASB $= \alpha$ charakteristische Sehne AB $=$ s erhalten. Für die Winkel $\alpha$ zwischen $0^0$ und $90^0$ sowie einige häufig vorkommende Neigungsverhältnisse sind zunächst die Sehnen s auf der s-Achse abgetragen. Dann sind die den s zugeordneten Tangentenlängen $t = R . \tan \alpha/2$ für verschiedene R errechnet und auf den Senkrechten durch die Endpunkte der s abgetragen. Die in der Tafel angegebenen Halbmesser gelten für den Maßstab 1:1000. Um die Zeichnung nicht unübersichtlich zu machen, erscheinen die Tangentenlängen für die Halbmesser von 100 zu 100 m auf der einen, diejenigen für die Halbmesser von 10 zu 10 bis zu 100 m auf der anderen Seite der s-Achse. Jede Tangentenlänge für einen nicht durch 100 teilbaren Halbmesser setzt sich daher aus je einem Abschnitt links und rechts der s-Achse zusammen.

Die Ermittlung der Tangentenlängen geschieht in der auf Taf. 20 beschriebenen Weise lediglich unter Verwendung eines Stechzirkels. Für die in der Tafel verzeichneten $\alpha$ und 1:m können sie unmittelbar entnommen werden.

Umgekehrt ist man in der Lage, den größten anwendbaren Halbmesser anzugeben, wenn die verfügbare Tangentenlänge aus irgendwelchen Gründen begrenzt ist, — etwa in einem Gleisplan durch eine Weiche, die sich unmittelbar an den Bogen anschließt. Man bestimmt in solchen Fällen s wie vorher, zieht zur t-Achse eine Parallele im Abstande s und findet auf ihr mit t im Zirkel das gesuchte $R_{max}$.

Für andere Maßstäbe als 1:1000 sind die in die Tafel eingeschriebenen Halbmesser umgekehrt proportional der Veränderung abzuändern: so sind z. B. bei einer Vergrößerung des Maßstabes auf das Zehnfache, also von 1:1000 auf 1:100, die eingetragenen Halbmesser durch 10 zu dividieren.

Man wird das Nomogramm naturgemäß nur dann verwenden, wenn die eingangs genannten Verfahren zur genauen Ermittlung von t nicht durchführbar sind. Deshalb wird es auch nur in Ausnahmefällen vorkommen, daß man Tangentenlängen für $\alpha > 90^0$ auf diesem Wege zu bestimmen hat, — z. B.

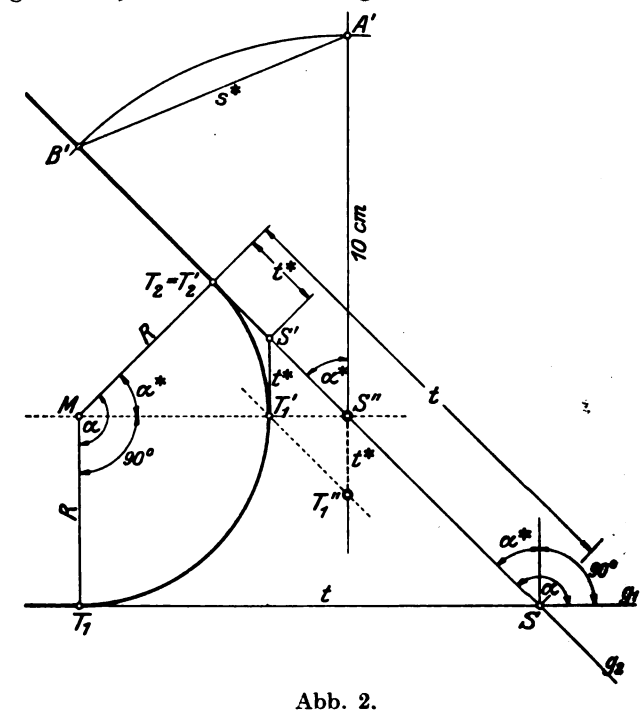



Abb. 2.

dann, wenn der Kreismittelpunkt außerhalb der Zeichenfläche liegt. Die Konstruktion hierfür, auf die im einzelnen nicht eingegangen zu werden braucht, ist aus Textabb. 2 erkennbar. Sie verwertet die Tatsache, daß für $\alpha = 90^0$ die Tangentenlänge t gleich dem Halbmesser R wird und läuft auf die Auffindung der Tangentenlänge für $\alpha - 90^0$ hinaus.

## Laufwiderstandsmessungen in geschweißten Gleisen.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Gottschalk**, Berlin.

### Zweck der Versuche.

Im April 1928 hat das Reichsbahn-Zentralamt unter Mitwirkung der Reichsbahndirektion Nürnberg Laufwiderstandsmessungen frei ablaufender Wagen in geschweißten und in nicht geschweißten Gleisen des Verschiebebahnhofs Nürnberg vorgenommen.

Der Zweck der Versuche war, ein Urteil über die Bedeutung der Schienenschweißung auf Verschiebebahnhöfen zu gewinnen. Es sollte festgestellt werden, um welches Maß sich die Laufwiderstände der Wagen in geschweißten Gleisen verringern gegenüber den Laufwiderständen in nicht geschweißten Gleisen.

### Meßverfahren.

Auf dem Verschiebebahnhof Nürnberg ist das Richtungsgleis Nr. 32 auf eine Länge von 380 m geschweißt; es besitzt innerhalb dieser Strecke drei Stöße und 26 Schweißstellen. Das Nachbargleis Nr. 31 ist nicht geschweißt; es hat 41 Stöße. Im Zusammenhang mit der Schweißung im Mai 1926 wurden die Schwellen an den Schweißstößen des Gleises 32 verschoben und festgestopft. Seit dieser Zeit ist an beiden Gleisen nicht gearbeitet worden, so daß der Unterhaltungszustand als annähernd gleich angesehen werden kann.

Ein Wagenzug, bestehend aus zehn Wagen mit den Gewichten 5 t, 7 t, 9 t, 12 t, 15 t, 18 t, 21 t, 24 t, 27 t und 30 t, wurde achtmal hintereinander in Einzelabläufen über den Ablaufberg gedrückt, und zwar beim ersten Ablauf in Gleis 32 (geschweißtes Gleis), beim nächsten Ablauf in Gleis 31 (nicht geschweißtes Gleis), dann wieder in Gleis 32 und so weiter, also immer abwechselnd einmal sämtliche Wagen in Gleis 32 und dann sämtliche Wagen in Gleis 31, so daß jeder Wagen jedes der beiden Gleise viermal befahren hat. Die Meßstrecke (vergl. Abb. 1) wurde — entsprechend der Länge der

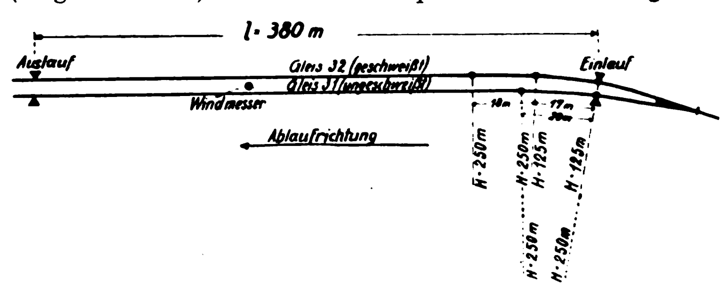



Abb. 1. Meßstrecke.

Schweißung in Gleis 32 — zu 380,00 m gewählt. Sowohl beim Einlauf in die Meßstrecke (am Beginn der beiden Richtungsgleise), als auch beim Auslauf aus der Meßstrecke (also nach einem Wege von 380 m) wurde die Geschwindigkeit jedes Wagens genau gemessen. Ferner wurde die mittlere Wagengeschwindigkeit während der Fahrt in der Meßstrecke festgestellt.

Der Geschwindigkeitsmesser besteht aus dem Apparat (vergl. Abb. 2), einer Batterie, mehreren Radtastern und den

entsprechenden Leitungen. Je ein Radtaster war in jedem Gleis am Einlauf und am Auslauf der Meßstrecke eingebaut worden. Die Radtaster wurden durch die Räder der darüber fahrenden Wagen betätigt. Der Apparat trägt eine Art Uhrwerk, das einen Papierstreifen mit der Geschwindigkeit von 100 mm in der Sekunde über eine Schreibvorrichtung laufen läßt. Sobald ein Radtaster betätigt wird, schließt sich ein elektrischer Strom, der die Schreibvorrichtung betätigt, so daß ein Ausschlag auf dem fortlaufenden Band entsteht. Die Entfernung zwischen den beiden Ausschlägen der beiden Achsen eines Wagens ist die Zeit t, die der Wagen zur Zurücklegung eines Weges, der gleich seinem Achsstand (a) ist, verbraucht hat. Die Geschwindigkeit (v) des Wagens ist also

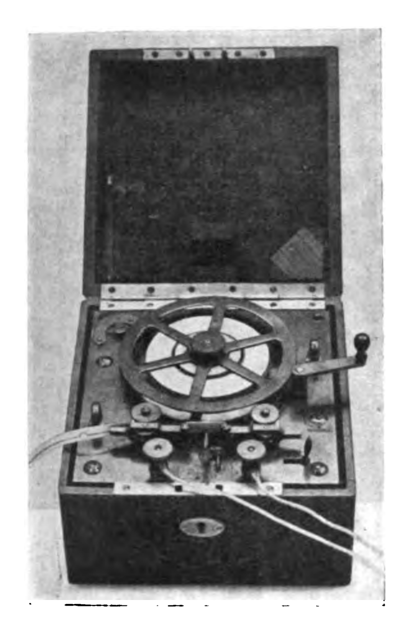


Abb. 2. Geschwindigkeitsmesser.

$$v = \frac{a}{t} \quad . \; . \; . \; 1)$$

Die mittlere Geschwindigkeit ($v_m$) des Wagens in der Meßstrecke ist

$$v_m = \frac{l}{T} \quad . \; . \; . \; 2)$$

wo T die Entfernung auf dem fortlaufenden Band von der Mitte der Ein auf-ausschläge bis zur Mitte der Auslaufausschläge ist, also gleich der Zeit, die der Wagenschwerpunkt zur Zurücklegung der Meßstrecke verbraucht hat.

Während des Ablaufes wurden genaue Windmessungen vorgenommen. Der Windmeßapparat ein Schalenkreuzwindmesser (vergl. Abb. 3) — in ungefährer Höhe des Schwerpunktes der Wagenfläche, also 2,5 m über S. O. — war in der Mitte der Meßstrecke zwischen den beiden Gleisen aufgestellt worden. Die Nachbargleise waren von Wagen freigemacht worden. Es herrschte am Versuchstage Rückenwind. Der Meßapparat ist so eingerichtet, daß er nach rund 100 m Windweg auf einem fortlaufenden Band einen Ausschlag nach unten schreibt. Das fortlaufende Band — die Schreibunterlage — wird von einem Uhrwerk angetrieben und macht in einer Stunde einen Weg von 291 mm. Damit ist man in der Lage, nicht nur die Windgeschwindigkeit zu einem bestimmten Zeitpunkt, sondern auch die mittlere Geschwindigkeit für jeden beliebigen Zeitraum festzustellen. Die Uhrzeit beim Einlauf eines Wagens in die Meßstrecke wurde genau aufgeschrieben. Die Zeit (T) zum Durchfahren der Meßstrecke wurde aus der Wagengeschwindigkeitsmessung entnommen. Für diese Zeit T wurde nun aus den Aufschreibungen des Windgeschwindigkeitsmessers die mittlere Windgeschwindigkeit für den Lauf jedes einzelnen Wagens in der Meßstrecke ermittelt.

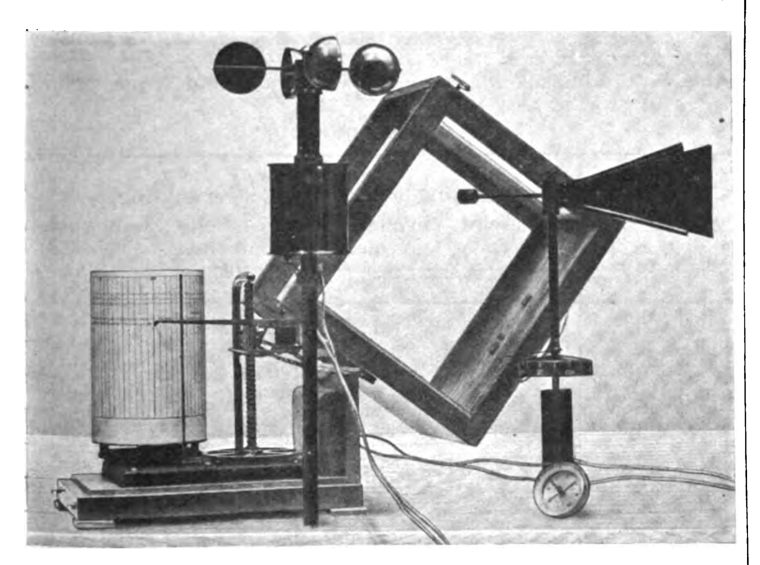


Abb. 3. Schalenkreuz-Windmesser.

Es sei noch erwähnt, daß das Längenprofil beider Gleise durch ein genaues Nivellement aufgenommen worden ist. Es ergab einen Höhenunterschied zwischen Einlaufpunkt und Auslaufpunkt von 2,013 m. Die Meßstrecke liegt also in einem mittleren Gefälle von 1:189.

Schließlich ist noch zu beachten, daß beide Gleise im Anfang in einer Krümmung liegen. Gleis 32 hat auf 17 m Länge 125 m Halbmesser und auf 18 m Länge 250 m Halbmesser; Gleis 31 hat auf 20 m 250 m Halbmesser.

### Auswertung.

Bei der Berechnung der Laufwiderstände der Wagen in der Meßstrecke müssen alle erfaßbaren Einflüsse berücksichtigt werden, also außer der Einlauf- und der Auslaufgeschwindigkeit die Schwungmassen der Räder, die Krümmungen und der Wind.

Am zweckmäßigsten rechnet man alle Wirkungen in „Höhe" um, und zwar in Arbeitshöhe oder Widerstandshöhe*).

#### 1. Einfluß der Einlaufgeschwindigkeit.

Es ist die Arbeitshöhe der Geschwindigkeit $h_e$, kurz Geschwindigkeitshöhe genannt, beim Einlauf

$$h_e = \frac{v_e^2}{2\,g} \text{ in } m \quad . \; . \; . \; . \; . \; 3)$$

wo $v_e$ die Einlaufgeschwindigkeit in m/s
g die Fallbeschleunigung in $m/s^2 = 9{,}81$ ist.

Der Einfluß der drehenden Massen der Räder beim Einlauf wird wie folgt berechnet: Bezeichnet man mit $h_{\varrho_e}$ die Arbeitshöhe des Wagengewichtes, die dem Arbeitsvermögen der drehenden Schwungmassen der Räder beim Einlauf entspricht, so erhält man mit genügender Genauigkeit die Beziehung

$$h_{\varrho_e} = h_e \frac{G'}{G} \text{ in } m \quad . \; . \; . \; . \; . \; 4)$$

Hierbei bedeutet G′ das Gewicht der Radreifen; es beträgt etwa 1 t; G ist das Gewicht des Wagens.

Das gesamte Arbeitsvermögen des Wagens am Einlauf in die Meßstrecke beträgt demnach — in Arbeitshöhe ausgedrückt

$$h_I = h_e + h_{\varrho_e} \text{ in } m \quad . \; . \; . \; . \; . \; 5)$$

#### 2. Einfluß des Gefälles in der Meßstrecke.

Der Unterschied zwischen Anfang und Ende der Meßstrecke betrage $h_m$. Dann ist das Arbeitsvermögen, das dem Wagen durch den Lauf in dem Gefälle erteilt wird, in Arbeitshöhe ausgedrückt gleich

$$h_m \text{ in } m \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 6)$$

#### 3. Einfluß der Auslaufgeschwindigkeit.

Die Geschwindigkeitshöhe beim Auslauf beträgt

$$h_a = \frac{v_a^2}{2\,g} \text{ in } m \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; 7)$$

wo $v_a$ die Auslaufgeschwindigkeit bezeichnet.

*) Vergl. — auch für die folgenden Berechnungen — Dr. Ing. Frölich, Rangieranlagen und ihre Bedeutung für den Eisenbahnbetrieb, Kreidel's Verlag.

Der Einfluß der drehenden Massen wird mit

$$h_{\varrho_a} = h_a \frac{G'}{G} \text{ in } m \quad \ldots\ldots \quad 8)$$

gefaßt.

Das gesamte Arbeitsvermögen des Wagens am Auslaufkontakt der Meßstrecke ist also — wieder in Arbeitshöhe ausgedrückt —

$$h_{II} = h_a + h_{\varrho_a} \text{ in } m \quad \ldots\ldots \quad 9)$$

4. Einfluß der Krümmungen.

Die Röcklsche Formel für den Krümmungswiderstand lautet

$$w_r = \frac{650}{r - 55} \text{ in } kg/t$$

wo r den Krümmungshalbmesser bezeichnet. Nach neueren Messungen sind diese Werte um rund 20% zu hoch. Man erhält demnach

$$w_r = 0{,}8 \cdot \frac{650}{r - 55} = \frac{520}{r - 55} \text{ in } kg/t.$$

Drückt man den Krümmungswiderstand, den ein Wagen in einer Krümmung von der Länge $l_r$ findet, in Verlusthöhe (Widerstandshöhe) aus, so erhält man

$$h_r = \frac{520}{r - 55} \cdot \frac{l_r}{1000} \text{ in } m \quad \ldots\ldots \quad 10)$$

5. Einfluß des Windes.

Der Luftwiderstand hängt von der Stärke und Richtung des Windes ab, und zwar von seiner Geschwindigkeit im Verhältnis zum rollenden Fahrzeug. Ferner ist die Fläche des Wagens, die vom Wind getroffen wird, von Bedeutung.

Mit genügender Genauigkeit kann der Luftwiderstand nach folgender Formel berechnet werden:

$$w_l = \frac{F_o}{G} \cdot C \cdot v_r^2 \text{ in } kg/t \quad \ldots\ldots \quad 11)$$

wo C eine Konstante $= 0{,}07$, $v_r$ die relative Geschwindigkeit des Wagens gegen die Luft und $F_r = F + \Delta F$ die Angriffsfläche des Wagens bedeuten. Unter Angriffsfläche $F_r$ ist im allgemeinen die Stirnfläche F zu verstehen. Bei leeren oder nicht voll beladenen offenen Wagen und Wagen mit durchbrochenen Wänden ist noch ein Zusatzwert $\Delta F$ bis zu 0,3 t hinzuzufügen.

Da bei den Versuchen ausgesprochener Rückenwind herrschte, ist die relative Luftgeschwindigkeit $v_r$ gleich dem Unterschiede zwischen der mittleren Wagengeschwindigkeit in der Meßstrecke $v_m$ (siehe Gleichung 2) und der mittleren Windgeschwindigkeit $v_r$ während des Laufes in der Meßstrecke

$$v_r = v_m - v_l \text{ in } m/s \quad \ldots\ldots \quad 12)$$

In Verlusthöhe (Widerstandshöhe) ausgedrückt, ergibt sich für den Einfluß des Windes in der Meßstrecke die einfache Gleichung

$$h_l = \frac{380}{1000} \cdot w_l \text{ in } m \quad \ldots\ldots \quad 13)$$

Die dem Grundwiderstand $w_g$ entsprechende Verlusthöhe (Widerstandshöhe) $h_g$ kann nunmehr auf folgende Weise ermittelt werden (vergl. Abb. 4).

Beim Einlauf in die Meßstrecke besitzt der Wagen eine Arbeitshöhe von $h_I$ (Gleichung 5); hinzu kommt die Arbeitshöhe des Gefälles der Meßstrecke $h_m$ (Gleichung 6). Zieht man von der Summe $(h_I + h_m)$ die Arbeitshöhe beim Auslaufkontakt $h_{II}$ (Gleichung 9) ab, so erhält man die gesamte Verlusthöhe. Sie umfaßt den Krümmungswiderstand $h_r$ (Gleichung 10), den Luftwiderstand $h_l$ (Gleichung 13) und den Grundwiderstand (Laufwiderstand) $h_g$:

$$h_I + h_m - h_{II} = h_r + h_l + h_g.$$

Hieraus läßt sich nun $h_g$ berechnen:

$$h_g = h_I + h_m - h_{II} - h_l - h_r \text{ in } m \quad \ldots \quad 14)$$

und hieraus der Grundwiderstand:

$$w_g = \frac{1000}{380} \cdot h_g \text{ in } kg/t \quad \ldots\ldots \quad 15)$$

Auf Grund dieser Gleichungen ist die Berechnung der Laufwiderstände durchgeführt worden.

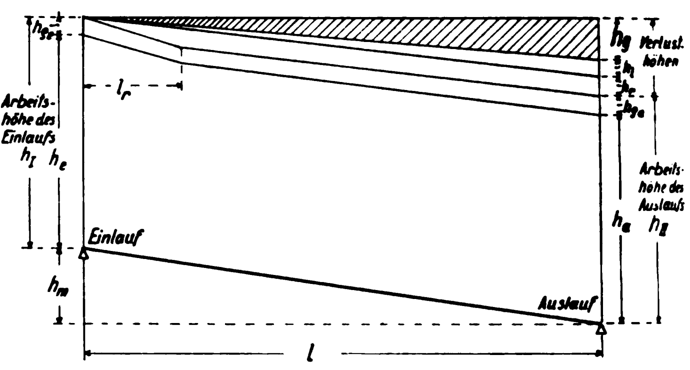


Abb. 4. Arbeitshöhen in der Meßstrecke.

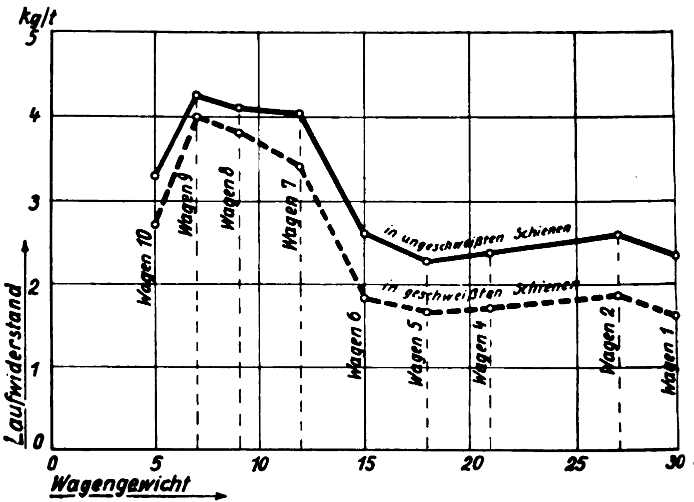


Abb. 5. Verhältnis zwischen Laufwiderstand und Wagengewicht.

Übersicht.

| Wagen Nr. | Wagen Gewicht | Mittl. Laufwiderstand in geschw. Schienen kg/t | Mittl. Laufwiderstand in ungeschw. Schienen kg/t | Schwankungsbreite in geschw. Schienen % | Schwankungsbreite in ungeschw. Schienen % |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 30,52 | 1,60 | 2,25 | 26 | 7 |
| 2 | 27,00 | 1.93 | 2.51 | 35 | 4 |
| 4 | 21,00 | 1,66 | 2.38 | 13 | 23 |
| 5 | 18,00 | 1,66 | 2,25 | 11 | 23 |
| 6 | 15,00 | 1,87 | 2,55 | 18 | 35 |
| 7 | 12,00 | 3,42 | 4,05 | 15 | 15 |
| 8 | 9,00 | 3,85 | 4,16 | 16 | 14 |
| 9 | 7,00 | 4,05 | 4,19 | 7 | 2 |
| 10 | 5,01 | 2,73 | 3,32 | 14 | 7 |
| im Mittel | | 2,53 | 3,07 | | |

Ergebnisse.

Die Ergebnisse der Laufwiderstandsberechnungen sind für jeden Wagen gemittelt und in der Übersicht zusammengestellt und in Abb. 5 bildlich aufgetragen. Für den 30 t-Wagen beträgt z. B. der mittlere Laufwiderstand im geschweißten Gleis:

$$w_{geschw.} = 1{,}60\ kg/t$$

dagegen im ungeschweißten Gleis

$$w_{ungeschw.} = 2{,}25\ kg/t.$$

Die Schwankungsbreiten sind teilweise erheblich. Sie sind zweifellos auf den bögigen Wind zurückzuführen.

Es darf aber angenommen werden, daß sich die Messungsfehler bei der großen Zahl der Meßpunkte gegenseitig aufheben.

Faßt man die Ergebnisse zusammen, so haben die Wagen in den ungeschweißten Gleisen einen Laufwiderstand von 2,25 bis 4,19, im Mittel

$$w_{geschw.} = 3{,}07\ kg/t$$

in den geschweißten Gleisen dagegen von 1,60 bis 4,05 im Mittel

$$w_{ungeschw.} = 2{,}43\ kg/t.$$

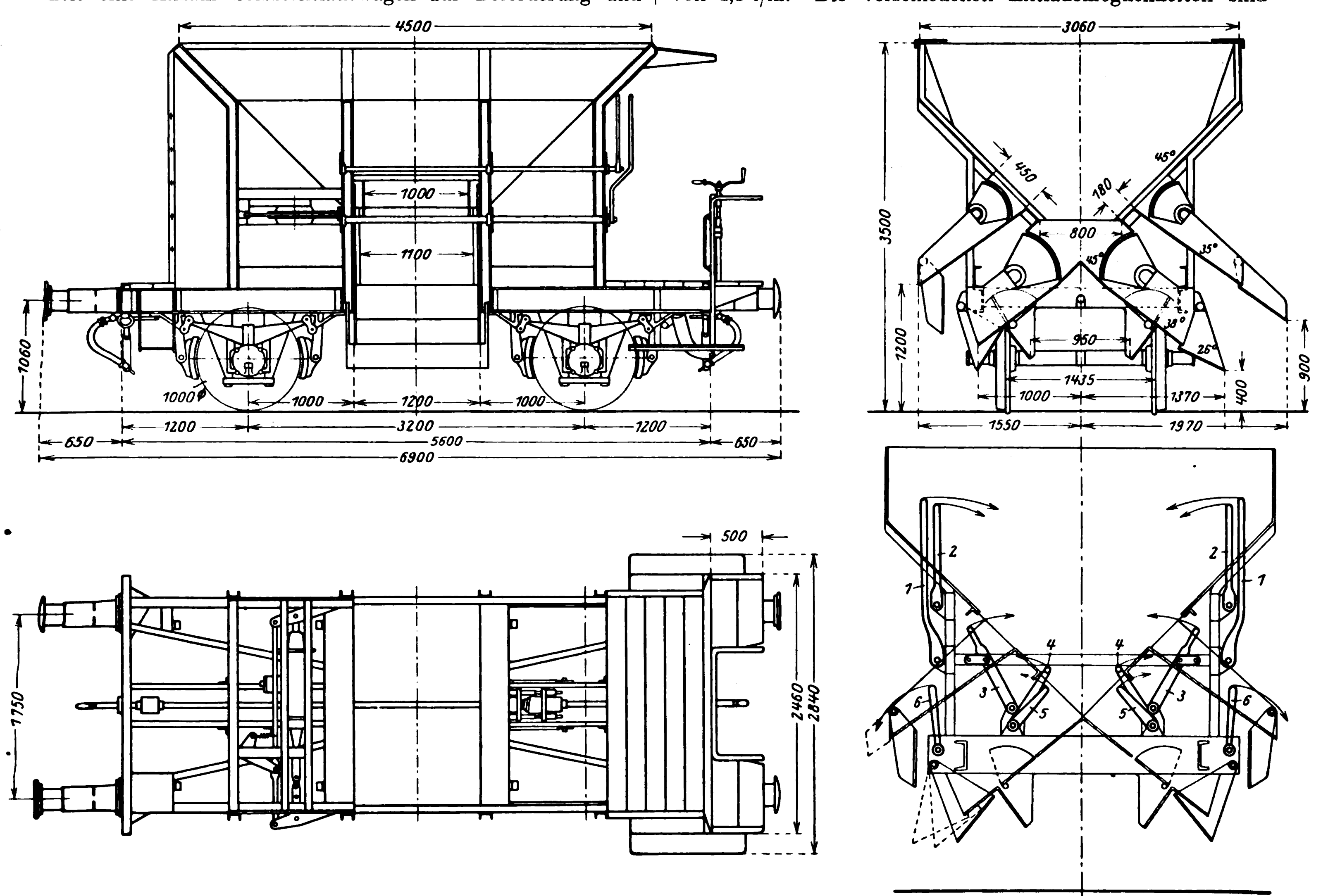
Diese Zusammenfassung ist berechtigt, weil der Laufwiderstandsunterschied seiner Natur nach — ähnlich wie der Krümmungswiderstand — als unabhängig vom Wagengewicht betrachtet werden darf.

Der Laufwiderstand eines Wagens im geschweißten Gleis ist als 0,5 kg/t geringer als der im nicht geschweißten Gleis.

In dem Ergebnis muß jedoch bemerkt werden, daß die Berechnung der Krümmungswiderstände nach der Röcklschen Formel von großem Einfluß gewesen ist. Vielleicht ergibt diese Formel für sehr kleine Halbmesser — wie z. B. für den in dem geschweißten Gleis von 125 m — etwas zu hohe Werte. Rechnet man mit der Frankschen Formel oder mit der Formel nach Hirschmann, so erhält man geringere Unterschiede. Das Endergebnis würde sich dann auf etwa 0,4 kg/t statt 0,5 kg/t stellen. Immerhin — das Ergebnis ist beachtlich und wird allen Freunden der Schienenschweißung eine gute Mitteilung bedeuten.

## Schotterwagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Das Reichsbahn-Zentralamt hat im Auftrage der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in letzter Zeit eine Anzahl Selbstentladewagen zur Beförderung und Tragfähigkeit von 21 t. Der Wagen wiegt leer 11 t und hat beladen einen Achsdruck von 15,5 t und ein Metergewicht von 4,5 t/m. Die verschiedenen Entlademöglichkeiten sind




Anordnung der Hebel auf dem Bedienungsstand.

Abb. 1. Schotterwagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Verteilung von Bettungsschotter auf die Neu- und Umbaustrecken beschafft. Von verschiedenen Versuchsausführungen hat sich unter anderen die abgebildete Bauart Talbot als günstig erwiesen. Die zweiachsigen Wagen (siehe Abb. 1) fassen je 12,5 m³ bei einem Ladegewicht von 20 t und einer in Abb. 2a und b dargestellt. Die Wagen bieten die verschiedensten Entlademöglichkeiten, die durch entsprechende Einstellung der beweglichen Gleitblechklappen erzielt werden. Es ist möglich, nicht nur seitlich rechts und links oder zwischen die Schienen den Schotter zu entladen, sondern

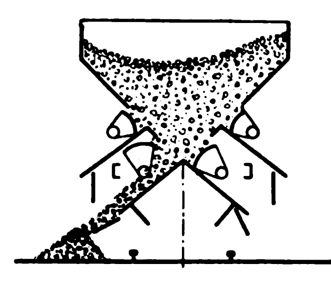


Abb. 2a. Entladung unten nach links oder rechts.

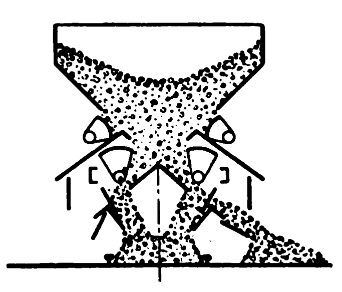


Abb. 2b. Entladung unten zwischen die Schienen und gleichzeitig nach einer Seite, z. B. rechts.

Zu Abb. 2a:

1. Einstellen der unteren Rutsche an der gewünschten Seite in eine ihrer drei Stellungen durch Hebel 3 (je nach Stellung dieser Rutsche wird der Schotter in mehr oder weniger größerer Entfernung von den Schienen entladen.
2. Öffnen des Hauptschiebers an der gewünschten Seite durch Hebel 1. — Die Schieber werden durch Bewegen desselben Hebels in entgegengesetzter Richtung geschlossen.

Zu Abb. 2b.

1. Aufrichten beider Gleitblechklappen auf der linken Seite durch die Hebel 4 und 5.
2. Aufrichten der großen oder kleinen Gleitblechklappe auf der rechten Seite durch die Hebel 4 oder 5.
3. Öffnen der Hauptschieber auf beiden Seiten durch Hebel 1. Der Arbeitsvorgang unter 2 kann unterbleiben, wenn seitlich der Schiene größere Mengen Schotter entladen werden sollen.

gleichzeitig so zu entleeren. Ein Vorzug der Bauart liegt darin, daß die Schieber sehr rasch geöffnet und geschlossen werden können. Dies ist notwendig, weil der Schotter aus dem fahrenden Zug entleert wird, bei Brücken und Wegunterführungen dabei aber die Entladung nach den Seiten unterbrochen werden muß. Im Gegensatz zu anderen Antriebsarten mit Ketten- oder Zahnradantrieb gewährleistet die Anordnung von Hebeln nach der Abbildung 1 eine rasche Betätigung.

Zur vollen Ausnützung und wirtschaftlichen Verwendung derartiger Wagen müssen verschiedene Voraussetzungen erfüllt sein. Da die Wagen 3,5 m über S.O. hoch sind, muß in den Schotterwerken dieses Maß vorhanden sein oder durch Erhöhung der Kipprampen und Schüttrinnen oder durch Tieferlegung der Anschlußgleise erreicht werden. Siloanlagen sind am geeignetsten. Aus ihnen können die Wagen erheblich schneller beladen werden als an Kipprampen. Die Gleisbrückenwaagen sollen unmittelbar unter den Verladeanlagen liegen, um zeitraubende Verschiebebewegungen zu vermeiden. Auch müssen sie mindestens 31 t verwiegen können. Bei geringerer Tragfähigkeit kann das Ladegewicht der Schotterwagen nicht voll ausgenützt werden. Der Wagenumlauf muß beschleunigt werden, daher sind die Wagen in der Regel nur in geschlossenen, möglichst ausgelasteten Zügen zu befördern und unter Umständen auch nachts zu entladen, wobei die Entladestelle künstlich beleuchtet werden muß. Bttgr.

# Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen.

## Tagung des Technischen Ausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen in Dresden vom 27. bis 29. Juni 1928.

Der Technische Ausschuß des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen hielt seine diesjährige Tagung vom 27. bis 29. Juni in Dresden unter dem Vorsitz des Präsidenten der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen, Ministerialrat von Samarjay, mit folgenden Hauptergebnissen ab.

1. Der Ausschuß nahm von einem Zwischenbericht des Fachausschusses für Oberbau Kenntnis, den dieser über seine Arbeiten zur Einführung einer einheitlichen Berechnung des Oberbaues erstattet hatte. In einer der nächsten Tagungen des Technischen Ausschusses wird voraussichtlich endgültig hierüber berichtet werden können.

2. In Erledigung eines Antrages auf Festsetzung von Grenzmaßen für den Knickwinkel zwischen zwei anschließenden Neigungen und für die Übergangsbogen bei Ablaufbergen wurden einige Paragraphen der TV ergänzt, die in die Bestimmungen der in Arbeit befindlichen neuen TV demnächst eingearbeitet werden sollen.

3. Die Frage der zweckmäßigen Oberbauausbildung in Gleiskrümmungen wurde zurückgestellt, bis noch weitere Erfahrungen mit den angeordneten Spurerweiterungen beim Reichsoberbau vorliegen. Beim Abschluß dieser Frage soll dann auch über die Mittel gegen die seitliche Schienenkopfabnutzung mitberichtet werden.

4. Für die Bestimmung der Wagenlängen und Überhänge wurden neue Vorschriften aufgestellt, die ebenso wie die unter 2. in die in Arbeit befindlichen neuen TV noch eingearbeitet werden. Die Arbeiten zur Überprüfung der Blätter betr. Faltenbälge sind noch nicht abgeschlossen.

5. Ebenso schweben noch die Untersuchungen über die Einschränkungen der Breitenmaße nach § 117 der TV.

6. Die Neubearbeitung der „TV“ und „Grz“ soll so beschleunigt werden, daß sie im Frühjahr 1929 der Technikerversammlung des Vereins vorgelegt werden kann.

7. Wie alljährlich ist auch dieses Mal eine Güteprobensammlung aufgestellt. Sie umfaßt das Erhebungsjahr 1926/1927. Die Versuchsergebnisse erstrecken sich auf Neustoffe für Eisenbahnoberbau und Eisenbahnfahrzeuge. Die Statistik kann von der Geschäftsführenden Verwaltung des Vereins, Berlin W 9, Köthener Straße 28/29, käuflich erworben werden.

8. Einige Anträge auf Ergänzung des VWÜ und VPÜ wurden erledigt und an den Wagenausschuß weitergegeben. (Sicherung von Holz mit unregelmäßigen Lagerflächen gegen Längsverschiebungen; Neubearbeitung der Anlage II betr. Verladevorschriften; Anpassung der Vorschriften über Verladung von Fahrzeugen an die entsprechende Bestimmung des Deutschen Gütertarifs; Neubearbeitung des VWÜ und Anschriften an Wagen mit elektrischer Zugheizung.)

9. Weitere Anträge wurden den zuständigen Fachausschüssen zur Vorberatung übertragen: Neubearbeitung der Drucksache: „Benennung von Wagen und Wagenteilen in deutscher, französischer und italienischer Sprache“; Zulassung einer Verladung von Betoneisen auf zwei Plattformwagen; Zulassung neuer Verladearten für Eisenbahnschienen. Als neue Studie wurde der Antrag auf Änderung des Umrisses der Lauffläche und des Spurkranzes für abgedrehte Radreifen angenommen.

Im Anschluß an diese Fachberatungen fanden Vorträge statt, die mit lebhaftem Beifall aufgenommen wurden. Herr Ministerialrat Engels, Wien, sprach über: Die russischen Eisenbahnen nach dem Weltkrieg und eine Reise nach Transkaukasien im Jahre 1925, Herr Hofrat Kühnelt, Wien, sprach über: Neue Verladearten von langen Betonrundeisen und langen Schienen auf zwei oder mehreren Wagen ohne Drehschemel und die Bedingungen für die Beförderung derselben.

Die nächste Tagung wird im Januar oder Februar 1929 abgehalten werden. Als Ort ist München gewählt worden. Carus.

# Internationaler Eisenbahnverband. (U. J. C.)

## Tagung der Ausschüsse in Stockholm, Juni 1927 *).

Die Ausschüsse des Internationalen Eisenbahnverbandes (IEV) haben vom 9. bis 22. Juni 1927 in Stockholm ihre 6. ordentliche Sitzung abgehalten. Es tagten die fünf ständigen Ausschüsse — Personenverkehr, Güterverkehr, Abrechnungen und Währungen, Austausch des Rollmaterials, Technische Fragen — sowie der Sonderausschuß für selbsttätige Kupplung. Aus dem umfangreichen Arbeitsgebiet seien folgende, technische Verhandlungsgegenstände kurz hervorgehoben, mit denen sich der **V. Ausschuß (Technische Fragen)** beschäftigte:

**Abteilung Elektrotechnik.**

**1.** Einwendungen gegen die verbindliche Kraft der Beschlüsse des geschäftsführenden Komitees vom November 1926 über die Frage:

„Heizung der Züge auf den elektrisch betriebenen Strecken".

Keine Verwaltung lehnt den bindenden Charakter dieser Vorschriften in den früher angenommenen Grenzen ab. Die Vorschrift ist nur für die Verwaltungen bindend, die über die Ausrüstung der elektrischen Heizung in den Personenwagen des gegenseitigen unmittelbaren Verkehrs untereinander Vereinbarungen treffen.

**2.** Vorbereitung des Gutachtens des Internationalen Eisenbahnverbandes über die Vorschläge, welche der Dauerausschuß des internationalen beratenden Komitees für Fernsprüche auf große Entfernungen im Juni 1926 über den Richtlinienentwurf für den Schutz der Fernsprechleitungen gegen die Störungseinwirkungen der Starkstrom- oder Hochspannungsleitungen eingebracht hat.

Ausarbeitung eines Programms für die Vornahme gemeinsamer Versuche durch die Fernsprech- und Eisenbahnverwaltungen zur Lösung gewisser Fragen, die diese „Richtlinien" betreffen.

Da der Wortlaut der Fragen nicht mehr den zur Behandlung vorliegenden Gegenständen entspricht, wurde beschlossen, dem geschäftsführenden Komitee folgenden abgeänderten Titel vorzuschlagen:

A) Beteiligung an den Arbeiten des gemischten ständigen Internationalen Ausschusses zur Ausführung von gemeinschaftlichen Versuchen durch die Telephonverwaltungen, die Eisenbahnverwaltungen und verschiedene Gruppen der Industrie zwecks Lösung gewisser Fragen, die die Richtlinien für den Schutz der Telephonlinien gegen die Störwirkungen der Starkstrom- oder Hochspannungsanlagen betreffen.

B) Studium des von der UIC zu vertretenden Standpunktes bei der Weiterbehandlung des Entwurfs zu den Richtlinien und bei der Vorbereitung der Mitteilungen, die dem CCI zu machen sind.

C) Studium des von der UIC zu vertretenden Standpunktes zu gewissen Fragen, die zwar mit diesen Richtlinien nicht in Zusammenhang stehen, die aber für die Eisenbahnverwaltungen von Interesse sind, sodann Vorbereitung der Mitteilungen, die in dieser Hinsicht dem CCI zu machen sind.

**8.** Untersuchung nachstehender Fragen auf dem Gebiete der elektrischen Zugbeförderung.

a) Festsetzung der Stromspannungshöhe und der zulässigen Spannungsschwankungen, sowie der Frequenz und ihrer zulässigen Schwankungen bei Wechselstrombahnen, die mit Strom von hoher Spannung und niedriger Frequenz betrieben werden.

b) Bei Wechselstrombahnen: Festlegung der Höhe des Fahrdrahtes über Schienenoberkante und der zulässigen seitlichen Abweichung von Gleismitte, wie sie sich sowohl durch die Zickzackführung als auch durch den Windabtrieb ergibt, desgl. auch die Umgrenzung des für den Fahrdraht freizulassenden Raumes.

c) Aufstellung von Richtlinien für die Durchbildung der stromlosen Stücke auf Grenzbahnhöfen, wo elektrische Bahnen mit Fahrdraht und verschiedenen Stromsystemen z. B. Wechselstrom- und Drehstrombahnen zusammentreffen.

d) Vereinheitlichung der Einrichtungen zur Warnung vor Berühren der unter Hochspannung stehenden Teile sowohl bei den elektrischen Bahnhof- und Streckenausrüstungen, als auch auf den Lokomotiven. Maßnahmen, betreffend das Rollmaterial, für den Schutz des Personals gegen jede Berührung der unter Hochspannung stehenden Teile der elektrischen Strecken.

e) Erdung aller Einrichtungen die auf dem Wagendach angebracht sind.

Es wurden hierzu folgende **Vorschriften** aufgestellt:

*I. Vorschläge, die einen allgemeinen Charakter haben.*

Punkt 1.

Erdung metallischer Teile auf dem Dach solcher internationalen Personen-, Gepäck- und Postwagen, die für den Verkehr auf elektrischen Bahnen mit Oberleitung bestimmt sind.

Bindende Vorschrift**). Alle auf dem Dach dieser Fahrzeuge angebrachten metallischen Teile, die mit vom Wageninnern zugänglichen leitenden Gegenständen metallisch verbunden sind, sind gut zu erden.

Punkt 2.

Sondersignale für den elektrischen Zugbetrieb.

Bindende Vorschrift. Fahrleitungs-Schutzstrecken, gestörte Abschnitte von Fahrleitungen und das Ende von Fahrleitungen sind durch Signale zu kennzeichnen.

Auf den Bahnen mit Einphasen-Wechselstrom und Gleichstrom sind folgende Signalzeichen zu verwenden:

a) Warnungssignale für die Stromunterbrechung:

(ein zerlegtes U) am Anfang der Schutzstrecke,

(ein geschlossenes U) am Ende der Schutzstrecke.

Diese Signale sind in unmittelbarer Nähe der Enden dieser Strecken aufzustellen.

b) Warnungssignale für die Ingangsetzung von Stromabnehmern:

(ein wagrechter Streifen) am Anfang einer Strecke, die mit gesenktem Stromabnehmer befahren werden soll,

(ein senkrechter Streifen) am Ende einer Strecke, die mit gesenktem Stromabnehmer befahren werden soll.

Diese Signale sind in unmittelbarer Nähe der Enden der Strecke aufzustellen.

Farben, Abmessungen und äußere Form der Signale können die einzelnen Verwaltungen für ihren Bereich festsetzen.

Auf Gemeinschaftsbahnhöfen und -strecken, wo Lokomotiven verschiedener Verwaltungen verkehren können, gelten die Signale derjenigen Verwaltung, bei welcher die Signale bereits eingerichtet sind, sofern in einzelnen Fällen nicht anders vereinbart wird.

*II. Bestimmungen, welche nur für Gemeinschaftsbahnhöfe und Gemeinschaftsstrecken gelten, auf denen Lokomotiven von verschiedenen Verwaltungen verkehren können.*

Punkt 1.

a) Werte und zulässige Schwankungen der Spannung und der Frequenz bei Einphasen-Wechselstrombahnen, die mit einer Nennspannung von 15 Kilovolt und einer Nennfrequenz von $16^2/_3$ Perioden in der Sekunde betrieben werden.

Bindende Vorschrift. Die Spannung im Fahrdraht darf in einem Bereich zwischen 16,5 und 12 Kilovolt schwanken und kurzzeitig bis 11 Kilovolt heruntergehen.

Die Frequenz darf in einem Bereich zwischen $17^1/_2$ und 15 Perioden in der Sekunde schwanken.

b) Werte und zulässige Schwankungen der Spannung bei Gleichstrombahnen.

*) Bericht wegen vordringlichen Stoffes verspätet.

**) Nur für die neuen Fahrzeuge. Die vorhandenen Fahrzeuge sollen gelegentlich der nächsten großen Ausbesserung mit dieser Erdung ausgestattet werden.

Bindende Vorschrift. Die Spannung im Fahrdraht darf schwanken zwischen:

| | | | |
|---|---|---|---|
| 500 und | 900 Volt bei einer Nennspannung von | 750 Volt | |
| 1 000 „ | 1 800 „ „ „ „ | „ 1 500 | „ |
| 2 000 „ | 3 600 „ „ „ „ | „ 3 000 | „ |

c) Werte und zulässige Schwankungen der Spannung und der Frequenz bei Dreiphasen-Wechselstrombahnen, die mit einer Nennspannung von 3 400 Volt und einer Nennfrequenz von $16^2/_3$ Perioden in der Sekunde betrieben werden.

Bindende Vorschrift. Die Spannung darf in einem Bereich zwischen 4 000 und 2 800 Volt schwanken.

Die Frequenz darf in einem Bereich zwischen $17^1/_2$ und 16 Perioden in der Sekunde schwanken.

d) Werte und zulässige Schwankungen der Spannung und gegebenenfalls der Frequenz bei Bahnen, die mit anderen Stromarten als die oben angegebenen betrieben werden.

Die beteiligten Verwaltungen haben sich in jedem einzelnen Fall miteinander zu verständigen.

Punkt 2.

Lage der Fahrdrähte zum Gleis und Umgrenzung des für die Stromabnehmer freizulassenden Raumes *).

Bindende Vorschrift. a) Die tiefste Lage des Fahrdrahtes ist nach der Vorschrift derjenigen beteiligten Verwaltung zu bestimmen, welche die höchste Lage verlangt. Jedoch soll unter den ungünstigsten Verhältnissen die Unterkante der Fahrdrähte mindestens 200 mm über dem höchsten der für die beteiligten Verwaltungen in Betracht kommenden Ladeprofile und Umgrenzungsprofile der Fahrzeuge liegen.

Die Höchstlage der Fahrdrahtunterkante soll 6200 mm über Schienenoberkante nicht überschreiten.

b) Für die größte seitliche Ausweichung einer einpoligen Fahrleitung aus der Gleismittelebene sind die Vorschriften derjenigen beteiligten Verwaltung maßgebend, welche unter gleichen Verhältnissen die kleinste seitliche Ausweichung zuläßt **).

c) Die eine Verwaltung darf für den Durchgang ihrer Stromabnehmer keine größere lichte Breite als 3000 mm von der anderen Verwaltung fordern.

Punkt 3.

Fahrleitungsschutzstrecken zwischen verschiedenen Bahnen.

Bindende Vorschriften. a) Die Fahrleitungen werden mit verschiedenartigem Strom gespeist.

Die beteiligten Verwaltungen haben sich in jedem einzelnen Falle miteinander zu verständigen.

b) Die Fahrleitungen werden mit gleichartigem Strom gespeist, der aber von zwei verschiedenen Kraftquellen kommt.

Die durch die eine dieser Kraftquellen gespeisten Fahrleitungen sollen von den durch die andere Kraftquelle gespeisten Fahrleitungen durch Schutzstrecken von mindestens 35 m Länge getrennt sein.

Empfehlung. Es wird empfohlen, diese Schutzstrecken mit sogenannter „Luftisolation“ gegen die Fahrleitungsenden auszubilden.

Punkt 4.

Warnungsmittel, um das Personal auf die durch Hochspannung hervorgerufene Gefahr aufmerksam zu machen.

Bindende Vorschriften. Auf Gemeinschaftsbahnhöfen und -strecken, auf denen Personal von verschiedenen Verwaltungen beschäftigt ist, sollen sich die üblichen Warnungszeichen jeder beteiligten Verwaltung befinden (z. B. Totenkopf und Blitzpfeil, Blitzpfeil und „Lebensgefahr“). Diese Warnungszeichen sollen überall dort angebracht werden, wo die Vorschriften jeder der beteiligten Verwaltungen es verlangen.

Mit der Frage der Vorsignale wird sich ein Unterausschuß noch weiter befassen.

**4. Untersuchung der Fragen von allgemeinem Interesse für die elektrische Beleuchtung der Personenwagen.**

Der Ausschuß hat die Anträge des Unterausschusses (Paris, den 19./21. Februar 1927) im großen und ganzen genehmigt.

*1. Stromlieferungsquelle.*

Die größten Breiten der Treibriemen für die Stromlieferungsquelle soll 120 mm sein.

Die Breite zwischen den Bordrändern der Riemenscheibe der Dynamo soll mindestens 130 mm betragen.

*2. Schmelzsicherungen.*

Ist die Batterie durch Schmelzsicherungen geschützt, so sollen letztere vorzugsweise entweder im Batteriekasten selbst oder in einem Kasten außerhalb des Personenwagens eingebaut werden, der sich außerhalb des Personenwagens, in der Nähe der Batterie befindet.

Jedoch können diese Schmelzsicherungen im Wageninnern im Wandschrank, der den Reglerkasten enthält oder in einem Wandschrank neben diesem Kasten untergebracht werden.

Sind Schmelzsicherungen für die Beleuchtung vorhanden, so sind sie im Wageninnern unter Berücksichtigung obiger Bedingungen anzubringen und mit den Schmelzsicherungen der Batterie zusammenzustellen, falls letztere ebenfalls im Wageninnern untergebracht sind.

*3. Regel- und Schaltapparate der Beleuchtung.*

Der Hauptschalter und gegebenenfalls der besondere Ausschalter für die halbe Beleuchtung sollen sich im Wageninnern befinden und leicht zugänglich sein.

Der Hauptschalter soll mittels des Vierkant-Hohlschlüssels nach Anlage B der Technischen Einheit bedient werden können. Befindet sich der Schalter in einem Kasten, so soll er von außen bedient werden können.

Ist ein besonderer Schalter für die halbe Beleuchtung vorhanden, so soll er mit dem Vierkant-Hohlschlüssel nach Anlage B der Technischen Einheit bedient werden können, falls er sich nicht in einem Kasten befindet. Ist dies der Fall, so soll die Tür des Kastens, welcher diesen Schalter enthält, mit dem gleichen Schlüssel geöffnet und geschlossen werden können.

*4. Beleuchtungsapparate.*

Wenn die Lampen durch Glocken geschützt sind, die sich in Scharnieren drehen, so ist zur Bedienung des Verschlusses der Glocken der Vierkant-Hohlschlüssel nach Anlage B der Technischen Einheit zu verwenden.

*5. Aus- oder Umschalter im Abteil.*

Der Aus- oder Umschalter im Abteil soll sich auf oder neben dem Türpfosten oder unmittelbar über der Tür befinden.

Sind zwei Aus- oder Umschalter vorhanden, so ist diese Vorschrift nur für einen der beiden bindend.

*6. Notbeleuchtung.*

Die Personenwagen sollen entweder mit Vorrichtungen für die Notbeleuchtung versehen sein, die betriebsbereit sind und normalerweise in Personenwagen mitgeführt werden oder derart ausgerüstet sein, daß sie gegebenenfalls Notvorrichtungen aufnehmen können, die in den Personenwagen nicht mitgeführt werden.

Zu diesem Zweck sind an den Wagenwänden Befestigungsknöpfe und in einem gegenseitigen Achsabstand von 88 mm dauerhaft anzubringen, an welchen die abnehmbaren Vorrichtungen der Notbeleuchtung aufgehängt werden können.

Diese abnehmbaren Vorrichtungen sollen an den ortsfesten Befestigungsknöpfen aufgehängt werden können.

*7. Ersatzteile.*

Jeder Personenwagen soll mit Ersatzlampen ausgerüstet sein, die in einem entsprechenden Wandschrank untergebracht sind.

*8. Anschriften.*

Um die Bedienungsvorrichtung des Hauptschalters sind folgende Anschriften anzubringen; sie sollen außerhalb der Wandschränke sichtbar sein.

0 bedeutet: Beleuchtung aus.
$^1/_2$ bedeutet: halbe Beleuchtung.
$^1/_1$ bedeutet: volle Beleuchtung.

Wird die halbe Beleuchtung vermittels eines besonderen Schalters bewirkt, so soll er durch die Anschrift „$^1/_2$“ gekennzeichnet sein, falls er sich im Innern des Wandschrankes befindet.

*) Nur für neue Anlagen. In Sonderfällen und bei bestehenden Anlagen sollen sich die beteiligten Verwaltungen miteinander verständigen.

**) Bei zweipoligen Fahrleitungen scheint es nicht nötig, die Entfernung der Fahrdrähte von der Gleisachse festzulegen.



Wird dieser Schalter außerhalb des Wandschrankes bedient, so sind folgende Anschriften um die Bedienungsvorrichtung anzubringen:

$^1/_2$ bedeutet: halbe Beleuchtung.
$^1/_1$ bedeutet: volle Beleuchtung.

Wird der Schalter durch eine Drehbewegung bedient, welche stets in demselben Sinne erfolgt, so wird nur der Drehsinn durch den Pfeil angezeigt.

Am abnehmbaren Teil der Schmelzsicherungen ist, wenn nur irgend möglich, die Amperezahl anzubringen, die erstere normalerweise aushalten können.

An den Abschlußdeckeln der Schmelzsicherungen und an den die Ersatzschmelzsicherungen enthaltenen Fächern sind die gleichen Buchstaben anzuschreiben wie diejenigen, die die ortsfesten Teile der Schmelzsicherungen kennzeichnen werden.

Diese Buchstaben sollen den Verwendungszweck der Schmelzsicherungen angeben; hierbei gilt:

„B" für die Schmelzsicherungen der Batterie.
„L" für die Schmelzsicherungen der Lichtstromkreise.

An jedem beweglichen Teil der abnehmbaren Vorrichtung für die Notbeleuchtung sind Name oder Anfangsbuchstaben der Eigentumsverwaltung anzubringen.

*9. Schema.*

Ein Schaltplan der elektrischen Ausrüstung des Fahrzeugs ist auf der Innenseite der Tür anzubringen, die einen der Wandschränke der elektrischen Ausrüstung schließt oder in unmittelbarer Nähe.

Die Vorschriften, Anschriften, Zeichenerklärungen usw. sollen in den vom R I C bestimmten Sprachen angeschrieben sein.

Die Beschlüsse sollen auf alle mit der elektrischen Beleuchtung ausgerüsteten internationalen Fahrzeuge angewendet werden.

5. Als neu zu behandelnde Fragen wurden festgelegt:

a) Allgemein interessierende Fragen, die elektrisch betriebene Strecken betreffen, bei denen die Stromleiter in einer dritten Schiene bestehen.

b) Fragen von allgemeinem Interesse über die elektrischen Bahnmotoren.

c) Einfluß des Starkstroms auf den Zustand der Brücken und allgemein auf die eisernen Bauten. Einfluß des Frostes auf die elektrischen Leitungen.

**Abteilung Rollmaterial.**

**1.** Einwendungen der Verwaltungen gegen die verbindliche Kraft der Beschlüsse des geschäftsführenden Komitees vom November 1926 über die Frage: „Vereinheitlichung der im § 25 der Technischen Einheit vorgesehenen Bezeichnungen (Angabe Nr. 16).

Der Ausschuß hat aus der Gesamtheit aller Bemerkungen den Schluß gezogen, daß nichts dagegen einzuwenden ist, den Vorschriften ihren bindenden Sinn zu belassen.

**2.** Einführung zweiteiliger Bremsklötze mit feststehendem Halter und einer mit diesem verbundenen auswechselbaren Sohle.

Es wurden folgende **Vorschläge** angenommen:

*I. Wagen, die für den internationalen Verkehr bestimmt sind und nach dem 1. Januar 1930 gebaut werden.*

1. Bindende Vorschriften.

a) Die Wagen, die für den internationalen Verkehr bestimmt sind und nach dem 1. Januar 1930 gebaut werden, dürfen nur mit zweiteiligen Bremsklötzen ausgerüstet sein, deren Paßfläche zwischen der Sohle und dem Sohlenhalter einerseits und der Keilform andererseits den Bestimmungen der Zeichnung, die der Anlage zur Niederschrift der Sitzung des Unterausschusses (Avignon, den 4. März 1927) beigefügt war, genügen.

b) Das Bremsgestänge dieser Wagen muß es ermöglichen, eine Sohle zu verwenden mit einer Dicke von mindestens 45 mm gemessen an der äußeren Sohlenseite in der Mitte ihrer Länge und von der Kreislinie der Paßfläche zwischen Sohlenhalter und Sohle.

c) Die Bremsklotzsohle muß gegen den Spurkranz hin eine Abrundung mit einem Halbmesser von mindestens 10 mm aufweisen.

2. Empfehlung.

Es wird empfohlen, die Bremsgestänge derart herzurichten, daß eine Sohle mit einer Dicke von 60 mm verwendet werden kann.

*II. Vorhandene oder vor dem 1. Januar 1930 zu bauende Wagen, die für den internationalen Verkehr bestimmt sind.*

Empfehlung. Es wird empfohlen, die gleichen Anordnungen für die vorhandenen oder vor dem 1. Januar 1930 zu bauenden Wagen zu treffen, die für den internationalen Verkehr bestimmt sind.

**3.** Einführung und Betrieb der durchgehenden Güterzugbremse.

Der Ausschuß beschloß:

Der Handgriff der Notbremsvorrichtung, die nach Art. 22 der von einer durchgehenden Güterzugbremse zu erfüllenden Bedingungen an den mit Handbremse ausgerüsteten Güterwagen anzubringen ist, soll verbleit werden können. Jedoch bleibt diese Verbleiung freigestellt.

**4.** Verstärkung der Wagenkupplungen der im internationalen Verkehr zugelassenen Fahrzeuge.

Die Untersuchung über den Fortschritt der Einführung verstärkter Kupplungen hatte ein befriedigendes Ergebnis.

5. Als neue Fragen sollen zur Behandlung vorgeschlagen werden:

a) Untersuchung der Fragen von allgemeinem Interesse über die Ausrüstung der Aborte mit Zubehörteilen und deren Erneuerung.

b) Vereinheitlichung der Zahl der Sitzplätze, welche den Reisenden auf jeder Sitzbank in den Personenwagen mit Drehgestellen und Faltenbälgen geboten werden.

c) Studium einer Ergänzung der Zeichnung nach Anlage $F^1$ des RIC hinsichtlich der Maße der zweiteiligen Übergangsbrücke.

d) Vereinheitlichung der Kupplungen und Anschlüsse der Leitungen für die Druckluftbremse an den Fahrzeugen des Personen- und Güterverkehrs.

e) Erhöhung der Widerstandsfähigkeit der Puffer und Zugfedern. Bestimmung der Merkmale der am häufigsten verwendeten, spiralförmigen Federn, um ihre Auswechslung zu ermöglichen.

**Abteilung Rollmaterial — Bahnerhaltung.**

a) Gewichtsmerkmale für die im internationalen Verkehr zugelassenen Güterwagen.

b) Verbesserung der allgemeinen Begrenzungslinie.

Zu a) wurden folgende Vorschriften aufgestellt:

Bindende Vorschriften.

1. Folgendes sind die Merkmale des Gewichts, denen die Güterwagen vom 1. Januar 1930 ab genügen müssen, um in ganzen Zügen ohne besondere Untersuchung ihres Gewichts verkehren zu können*):

$$P < 16\,t \qquad \frac{P}{a} < 10{,}5\,t \qquad \frac{\Sigma P}{L} \leq 3{,}6\,t.$$

Das auf den Wagen angebrachte Zeichen  der Technischen Einheit setzt voraus, daß diese Merkmale beachtet sind.

Die Mitgliedsverwaltungen der UIC müssen vor dem 1. Januar 1930 die Strecken angeben, die für ganze Züge verboten sind, welche aus Wagen bestehen, die diesen Merkmalen entsprechen.

2. Die Wagen, von denen wenigstens ein Gewichtsmerkmal die unter 1. angegebene Grenze überschreitet, müssen vor dem 1. Januar 1930 das Zeichen  erhalten, wenn sie folgende 3 Bedingungen erfüllen:

*) P = Achsbelastung in Tonnen;
a = geringster Abstand der Achsen eines Wagens in Meter (oder doppelter Abstand einer Endachse zur Stirnfläche der nächstgelegenen Puffer, wenn diese Zahl kleiner ist als die vorhergehende);
L = Länge, über Puffer gemessen, in Meter.



$$P \leq 18\,t \qquad \frac{P}{a} < 12\,t \qquad \frac{\Sigma P}{L} \leq 7\,t.$$

Die Mitgliedsverwaltungen der UIC müssen vor dem 1. Januar 1930 die Strecken angeben, die für ganze Züge offen sind, welche aus Wagen bestehen, die diesen Forderungen genügen.

3. Die Wagen, von denen wenigstens eines der Gewichtsmerkmale die vorhergehenden Grenzen überschreitet, erhalten vor dem 1. Januar 1930 das Zeichen 

Empfehlungen.

a) Es wird empfohlen, sobald wie möglich die Verstärkung des Oberbaues vorzusehen, um den Verkehr von ganzen Zügen zu erlauben, die aus Wagen bestehen, welche den Werten des § 2 entsprechen, d. h.

$$P = 18\,t \qquad \frac{P}{a} = 12\,t \qquad \frac{\Sigma P}{L} = 7\,t.$$

b) Es wird empfohlen, den Unterbau und die neuen oder zu erneuernden Kunstbauten derart herzustellen, daß der Verkehr von Wagen erlaubt werden kann, die folgenden Werten entsprechen:

$$P = 25\,t \qquad \frac{P}{a} = 15\,t \qquad \frac{\Sigma P}{L} = 8\,t.$$

Man suche wenigstens und besonders im Falle einer teilweisen Wiederherstellung von Kunstbauten oder der Verstärkung des Unterbaues den Verkehr von ganzen Zügen zu erlauben, die aus Wagen bestehen, welche mindestens folgenden Werten entsprechen:

$$P = 18\,t \qquad \frac{P}{a} = 12\,t \qquad \frac{\Sigma P}{L} = 7\,t.$$

Zu b) hat der Ausschuß beschlossen, sich an die 1926 in Sevilla aufgestellte Zeichnung zu halten, die Verwaltungen aber um Bekanntgabe der Strecken zu ersuchen, die für das Rollmaterial, welches dieser allgemeinen Begrenzungslinie genügt, gesperrt sind.

Als neue Frage wurde aufgenommen:

Studium der Vereinheitlichung und wenn möglich der Verbreiterung der Begrenzungslinie der Personenwagen bei geöffneten Türen.

**Abteilung Gleiswesen.**

Internationale Vereinheitlichung der bei unbewachten Bahnübergängen in angemessenem Abstande vom Übergang auf den Straßen anzubringenden Warnungssignale.

a) Wahl der Farben für die Lichter der Warnungssignale, welche anzeigen, ob die Straße frei ist oder ob ein Zug sich nähert;

b) Nützlichkeit einer Regelung der Verwendung der roten Lichter durch die Kraftfahrzeuge;

c) Nützlichkeit eines einheitlichen Anstrichs der Pfähle der Vorsignale, der Schranken und der Warnungssignale.

Der Ausschuß beschloß, an den beratenden und technischen Ausschuß für Verkehrswesen und Durchfuhr des Völkerbundes folgendes Gesuch zu richten:

„Der Internationale Eisenbahnverband stellt den Antrag, daß das Internationale Übereinkommen vom 24. April 1926 über den Kraftwagenverkehr insofern abgeändert wird, als es die Verwendung eines roten Schlußlichtes an den Kraftwagen vorsieht. Er ersucht, als Farbe für dieses Licht weder die rote, noch die grüne, noch die gelbe zu wählen, damit keine Verwechslung mit den im Eisenbahnbetrieb verwendeten Lichtern möglich ist.“

Außerdem werden folgende Vorschläge gemacht:

a) Empfehlung. Es ist zweckmäßig, für die Schranken der Bahnübergänge in jedem Lande die gleiche Farbe zu wählen.

b) Wunsch. Es ist zweckmäßig, für die Vorsignale die gleichen Farben zu wählen, wie für die Schranken und die Warnungssignale.

c) Bindende Vorschrift. An allen Stellen, wo das Vorhandensein von Lichtsignalen mit unveränderlicher Farbe an nicht bewachten Bahnübergängen als notwendig erscheint, sollen diese Lichter orangefarben sein.

Carus.

---

## Frosthügel und Schlagstellen im Eisenbahnbau.

Von Reichsbahnrat **Karl Backofen,** Mitglied der Studienkommission für bautechnische Bodenkunde.

Frosthügel und Schlagstellen im Eisenbahnbau sind Erscheinungen lästigster Art, Schmerzenskinder für die mit der Unterhaltung betrauten Stellen. Lästig deshalb, weil sie oft wiederkehren, kaum daß man glaubt, sie entfernt zu haben. Frosthügel treten auf nach scharfem Frost, heben das Gleis oft ohne Übergang an und müssen genau beobachtet und „gepflegt“ werden, damit sie nicht den Betrieb gefährden. Schlagstellen, oft gleichzeitig Herde für Anschwellungen im Winter, sind schon von weitem sichtbar und daran zu erkennen, daß sie die Schwellen und die Bettung mit einer weißen Schlammschicht überziehen. Die Stoßstellen, denn solche sind es meist, haben nicht genügend Unterlage, so daß die Räder schlagen. Die Schienenenden gehen auf und ab und pumpen das Feine nach oben und dies an einem Tage viel tausendmal.

Diese lästigen Erscheinungen sind nicht etwa neu. Sie sind schon öfters beschrieben worden. Ihre Ursachen erkennt man in der fehlerhaften Beschaffenheit des Bettungskörpers. Die Bettung hat bekanntlich in erster Linie den Zweck, den Raddruck über die Schienen und Schwellen auf eine größere Fläche zu übertragen. Dieser Gedanke bringt aber bei seiner praktischen Durchführung einige Unzuträglichkeiten mit sich, so z. B. die mehr oder weniger erzielte Elastizität des Gesamtoberbaues, das Verhalten des Wassers zum Druckkörper, sowie zu dem Boden der Bahnkrone. Erstere interessiert hier weniger, um so mehr die beiden letztgenannten Beziehungen.

Die Anforderungen an die Bettung sind anderweit schon genügend durchgesprochen worden. Es sei hier nur das Wichtigste wiederholt. Das Gleisbett muß frei von erdigen Bestandteilen und so hart sein, daß es durch die ständigen Beanspruchungen der Fahrzeuge und der Stopfhacke nicht in Staub verwandelt wird. Da die Bettung auch andauernd dem Einfluß des Wetters ausgesetzt ist, muß das Material wetterbeständig sein. Verwitterung erzeugt feine und feinste Teile, die mit den Produkten der Zermahlung die Wasserdurchlässigkeit der Bettung herabsetzen.

Auf die Durchlässigkeit der Gleisbettung hat aber auch der Unterbau, auf dem die Bettung, Schwellen und Gleise ruhen, den allergrößten Einfluß. Es ist z. B. nicht gleichbedeutend, ob er aus Sand, Kies, Felsen, Lehm oder Ton besteht. Bleiben diese Bodenarten trocken, so sind sie gleichermaßen brauchbar. Mit Wasser zusammengebracht, zeigen sie hingegen verschiedenes Verhalten. Gemeinhin kann man sagen, daß Sand, Kies und sandreicher (also magerer) Lehm keinerlei Bindungen mit Wasser eingehen, die die Konsistenz des Unterbaues in schädigender Weise für den Oberbau verändern könnten. Die Haftkraft der einzelnen Teile ist nicht so groß, daß das Wasser hängen bliebe. Anders liegen die Verhältnisse beim Feinsten der Lehme und Tone. Das Wasser wird von der ungeheuren Oberfläche der ein zehntausendstel Millimeter im Durchmesser starken Tonteile kräftig festgehalten und hat eine Schwellung der Masse zur Folge. Die Schienen heben und senken sich stetig, drücken langsam, aber sicher immer mehr Wasser in den Unterbau und pumpen das Tongemisch auf die Bettung hinauf. Die Verkettung solcher

Umstände führt dahin, daß sich der Verkehrsdruck ungleichmäßig auf den Unterbau verteilt, ungleichmäßig deshalb, weil der Unterbau nicht gleichartig zu sein pflegt und deshalb, genau wie eine Landstraße Schlaglöcher aufweist. Mit anderen Worten: Es verändert sich das Verhältnis des Flächendruckes zur Einsenkung (Bettungsziffer) sprunghaft. Weiterhin verschlammt das Gleisbett zusehends und wird wasserundurchlässig. — Sobald der Schlamm trocknet, bildet er zusammen mit der Bettung eine verhärtete Masse, ohne die für den Oberbau so wichtige Elastizität. Das Wasser also, — mit ungeeigneten Bodenarten zusammengebracht, kann ganze Strecken „krank" machen und verstärkt bei ungeeignetem Bettungsmaterial die verheerenden Wirkungen.

Frosthügel oder Frostbeulen gehen mit diesen Wirkungen Hand in Hand. Sie treten nach starkem Frost plötzlich auf und heben das Gleis unvermittelt in die Höhe. Es tritt im Gleis ein Buckel auf, der für schnellfahrende Züge gefährlich werden kann. Gleich nach ihrer Entstehung keilt man die anschließende Strecke hoch und gewinnt dadurch Rampen. Die Frostbeulen können in gefrorenem Zustand natürlich nicht beseitigt werden.

Solange die Eisenbahn besteht, sucht man den Schlagstellen, Frostbeulen oder Frosthügeln zu begegnen. Als allgemeine Regel gilt, nicht zu weiche Bettung zu verwenden und für Wasserableitung zu sorgen. — Gewiß wird man gerne überall festes Gestein, Porphyr, Basalt u. a. verwenden, aber wie, wenn im Verwendungsgebiet nur Moränenmaterial z. B. vorhanden ist und anderer Bettungsstoff wegen der Kosten nicht beschafft werden kann? Verhältnismäßig einfach ist es, den Unterbau derartig zu bereiten, daß er nicht nachteilig auf die Bettung wirken kann; doch auch dies ist eine Frage höchster wirtschaftlicher Bedeutung, der besonders bei Neubaulinien in treffendster Weise Rechnung getragen werden kann. — Die Tatsache aber, daß sich „Supp- oder Schlagstellen" trotz eifrigster Ausbesserungen für Jahrzehnte hielten, und als charakteristisch für manche Strecken bezeichnet wurden, legt die Vermutung nahe, daß bei allem guten Willen die Abhilfsmaßnahmen fehlschlagen mußten, da man die Ursachen nicht richtig erkannte, die aber auch keineswegs gegeben sind durch Schlagworte wie: „Die Bettung hat zu viel erdige Bestandteile, oder: Der Verschleiß der Bettung ist zu groß". Die Bedeutung der Frostbeulen und Schlagstellen ist es wert, daß sie praktisch-wissenschaftlich untersucht werden.

Eine Veröffentlichung von Ingenieur Pöpke in „Tekn. Tidskrift, Vägoch Vatten", 1927, Heft 2, mitgeteilt im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" 1928, Heft 5, sucht die Bildung von Frosthügeln zu ergründen. Pöpke unterscheidet drei verschiedene Arten von Wässern, die bei Frosthügeln beteiligt sind. 1. Oberflächen-, 2. Kapillar-, 3. Schwitzwasser. Zum näheren Verständnis sei hier etwas über diese drei Arten gesagt. Als Oberflächenwasser ist jede Feuchtigkeit anzusehen, die von außen, also von oben in Form von Regen, von der Seite z. B. aus einem überfüllten Graben in das Bahnplanum tritt. — Das Kapillarwasser ist ein Haftwasser, dem die Eigentümlichkeit innewohnt, in den feinsten Poren der Böden hinaufzusteigen. Die Kapillare sind also imstande, die Feuchtigkeit der Unterlage nach oben zu befördern. — Unter Schwitzwasser ist der Niederschlag zu verstehen, der sich bei Temperaturwechsel und feuchter Luft an der Oberfläche des Gesteins im Innern der Bettung absetzt. — Nach Pöpke sind diese drei Arten Wasser nicht bei jeder Bettungsart wirksam. Das Schwitzwasser, das Niederschlagwasser z. B. ist nur bei grobem Korn wirksam, also in einer Bettung, die aus Sand, Kies, Kiessand und Schotter besteht. Erreicht das Korn einen Durchmesser von 0,0006 mm, dann tritt Kapillarwirkung ein. Hier ist die Dichte des Materials so groß, daß Wasserdampf nicht hindurch kann und eine Kondenswirkung nicht in Frage kommt. — Gefriert nun die mit Oberflächen-, Kondens- oder Kapillarwasser angefeuchtete Bettung, so treten zwei Erscheinungen auf, die wichtig sind. Die Änderung des Aggregatzustandes erfolgt bei einer Raumvermehrung von 10%. Außerdem erhöht sich die Wärmeleitungsfähigkeit des Eises um das Dreifache, so daß erhebliche Tiefen von der Schwellung erfaßt werden.

Pöpkes Theorie und Forderung geht dahin, unter der Bettung dichte Lagen von Pappen, Eisenblech u. a. zu verlegen. Damit werde der Bildung von Frostbeulen im Gleise vorgebeugt. Es müßte möglich sein, durch dichte, undurchdringliche Zwischenlagen den Einfluß des Oberflächen- und Niederschlagwassers auszuschalten. Im Jahre 1914 wurden auf der schwedischen Eisenbahnstrecke Göteborg—Stockholm—Gäfle an vier Stellen in dieser Richtung Versuche angestellt, indem man auf volle Planumbreite und Längen von 50 bis 200 m Asphaltpappe verlegte. Die Frostbildung konnte jedoch nirgends verhindert werden. Dieser Fehlschlag kann in seiner Bedeutung natürlich nicht übersehen werden, da die Vorbedingungen der Versuche und ihre Durchführungsart nicht bekannt sind.

Dieser Mißerfolg legt aber die Verpflichtung auf, die Bildung und Unmöglichmachung von Frosthügeln zu untersuchen. Diese Untersuchung kann nicht am Schreibtisch oder in Laboratorien erfolgen, sie muß von allen Stellen in die Hand genommen werden, die schon jahrelange Erfahrungen haben. An diese Stellen wende ich mich mit nachfolgenden Ausführungen.

Es gilt, die Beobachtungen einheitlichen Gesichtspunkten zu unterziehen und zu bearbeiten. Es ist erforderlich, die Beobachtungen, Erfahrungen und Verfahren zur Beseitigung von Frost- und Schlagstellen, die bis jetzt zu verzeichnen sind, zu sammeln. Wo treten sie auf (Strecke, km, Station)? Befindet sich die Stelle im Einschnitt oder im Auftrag? Ist der Einschnitt feucht? Fließt aus schlecht entwässerten Bahngräben Wasser zu, sind Quellen im Unterbau vorhanden? Ist der Auftrag feucht? (Zu erkennen an: Ausbauchung der Böschung, regelmäßig wiederkehrendes Stopfen des Gleises, Moospflanzen in der Böschung.) In diesem Fall wird sich das Planum in den Unterbau eingedrückt und Mulden für Wasser gebildet haben. Hier können gut Frostbeulen und Schlagstellen entstehen. — Liegt die Stelle in nebliger Gegend? Wie wir vorhin gesehen haben, trägt das Niederschlag- oder Schwitzwasser, das vor allem bei feuchter Luft wirksam wird, zur Aufquellung des Bodens bei. Zweifellos verlangen solche Gegenden besondere Vorsorge. — Wann treten die Frostbeulen auf, nach starkem Frost, oder bei allmählich wachsender Kälte? Welche Länge haben sie und wie hoch stauchen sie die Gleise? Wie tief gehen sie in die Bettung bzw. in den Unterbau hinein? — Brechen die Frostbeulen plötzlich zusammen, in der Mitte oder einmal hier, einmal dort? Ingenieur Pöpke nimmt nämlich an, daß Frostbeulen als Träger auf zwei Stützen angesehen werden könnten. Vielleicht findet sich für diese Vermutung ein Anhalt. Ist schon ein Versuch mit isolierenden Schichten gemacht worden? Welche neue (vielleicht Macadam) werden für kommenden Winter in die Wege geleitet? — Welches Gestein wurde für die Bettung verwandt? Porphyr, Basalt, Granit, zerschlagener Moränenschutt usw.? Eine Probe, etwa 2 kg, in einer Blechdose ist beizufügen. Es ist eine möglichst verschmutzte Probe zu entnehmen und die Tiefe unter Schienenoberkante anzugeben. Außerdem ist eine Probe noch nicht gebrauchten Bettungsstoffes beizufügen. Aus der Gegenüberstellung wird man den Grad der Zermahlung ersehen können. Sehr wichtig ist auch der Feuchtigkeitsgehalt der Schlagstelle und Frostbeule. Zu

diesem Zweck ist eine Probe in einem Einmachglas (1 l) luftdicht abzuschließen, indem der Gummiring mit Fett eingeschmiert und der Deckel zugebunden wird. Liegt eine Frostbeule vor, so ist ein Stück loszuhauen und in gefrorenem Zustand einzubringen. Der Feuchtigkeitsgehalt wird im Laboratorium bestimmt und ist insofern von Wert, als er gewisse Beziehungen zur Feinheit der gemahlenen Teile hat.

Alle Angaben sollen zusammen mit den Proben nach praktisch - wissenschaftlichen Grundsätzen durchgearbeitet werden. Das Ergebnis der Untersuchung wird in der vorliegenden Zeitschrift veröffentlicht.

Dieses Zusammentragen von Beobachtungen und Erfahrungen wird die Frage der Frostbeulen und Schlagstellen einer Klärung bestimmt näher bringen.

Ich bitte, Proben und Mitteilungen dem Verfasser*) zu übersenden.

*) Anschrift: Stettin, Hohenzollernstraße 8.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Aufgaben der Umgestaltung des russischen Eisenbahnoberbaues.

Das einseitige Vordrängen in der Entwicklung der Lokomotiven zwingt auch in Rußland dazu, mit der Verbesserung des Oberbaues schleunigst nachzufolgen. Man veranschlagt die Kosten der Oberbauverbesserung für das russische, jetzt ungefähr 92000 km umfassende Eisenbahnnetz auf 4,5 Milliarden Rubel oder bei einer Verteilung des Bauvorganges auf zehn Jahre auf einen Jahresaufwand von 450 Millionen.

Das russische Eisenbahngleis krankt vor allem an zwei Mängeln:

1. einer außerordentlichen Schienenwanderung, gegen die abhelfende Maßnahmen nicht ergriffen sind, da die Wanderschutzmittel bisher nur an den Stoßschwellen angreifen, was vollkommen unzureichend ist;
2. dem geringen Widerstand der Schienennägel gegen Spurerweiterungen, die von Seitenstößen der Fahrzeuge verursacht werden. Die Folge ist fortwährendes Umnageln und Verderb der Schwellen.

Man schätzt in Rußland, daß die Schienenwanderung etwa zu 30 bis 40 % an der Zerüttung des Gleises beteiligt ist, und daß man, wenn die Wanderung nicht wäre, mindestens 30 v. H. an Unterhaltungsarbeit einsparen könnte. Man sieht ein, daß der Oberbau in seiner Bauart stark zurückgeblieben und in der Unterhaltung ganz außerordentlich teuer ist.

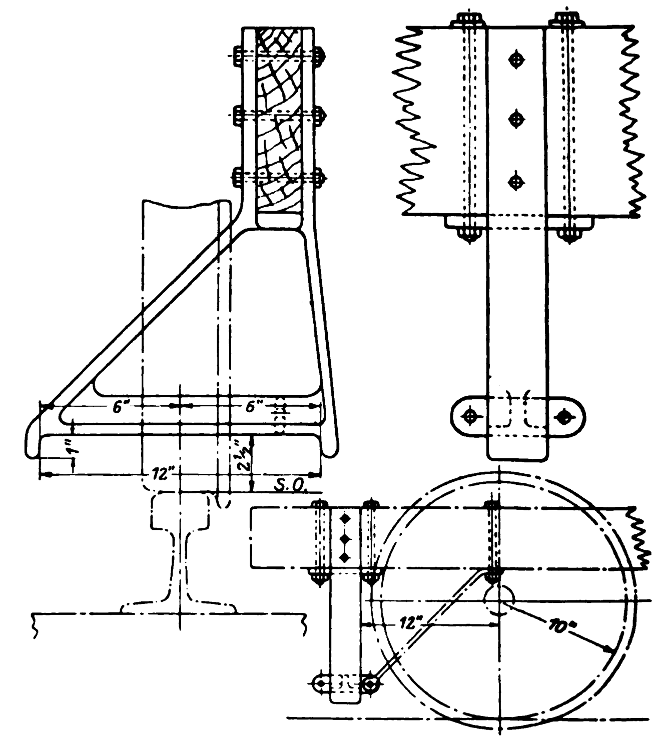
Die bis jetzt aufgetauchten Verbesserungsvorschläge am russischen Eisenbahnoberbau knüpfen im allgemeinen gern an den neuen deutschen Reichsbahnoberbau an, und zwar an Oberbau K, ohne ihn aber genau nachahmen zu wollen. Sie beziehen sich im allgemeinen:

1. auf den Übergang zu Unterlegplatten mit getrennter Befestigung von Schiene auf Platte und Platte auf Schwelle (mit vier Schrauben); die Befestigung der Schiene auf der Platte soll dabei unverschieblich sein;
2. auf Anwendung von Doppelschwellen am Stoße mit gemeinsamer Unterlegplatte, etwa nach Art unseres K-Oberbaues;
3. Einführung von Eisenbetonrosten unter den Stößen;
4. Ergänzung der Bettung;
5. Trockenlegung des Unterbaues durch Drainagen und Gräben;
6. Beseitigung des Frosthügel begünstigenden Untergrundes;
7. Umgestaltung der Schienenform und der Unterlegplatten.

Dr. S.

### Entgleisungsschutz für Dräsinen.

Wie bei uns, so geben auch im Ausland Kleinwagen und neuzeitliche Motordräsinen zu Klagen Anlaß, daß sie infolge ihres geringen Gewichtes bei geringfügigen Störungen in der Fahrbahn entgleisen und Unglücksfälle herbeiführen. Im Jahre 1926 sind auf diese Weise in den Vereinigten Staaten 63 Menschen getötet und 4471 verletzt worden. Die Sicherungsabteilung der kanadischen Staatsbahnen hat aus diesem Anlaß eine besondere Vorrichtung entworfen, die im Falle von Entgleisungen das Fahrzeug im Gleis erhält. Diese Vorrichtung besteht aus vier eisernen Führungsleisten, die an den Seitenträgern des Wagenkastens derart befestigt sind, daß die Führungsleiste mit zwei seitlichen Ansätzen quer über der Schiene steht in einem Höhenabstand von 6,5 cm. Im Falle einer Entgleisung setzen sich die Führungsleisten auf die Schienen auf, hindern mit ihren Ansätzen das Fahrzeug seitlich abzugehen und bringen es durch Gleiten auf den Schienen langsam zum Halten. Die Direktion der kanadischen Staatsbahnen hat eine Reihe von Versuchen zur praktischen




Entgleisungsschutz für Dräsinen.

Erprobung der Vorrichtung angestellt. Es wurden Fahrzeuge zwischen 10 und 48 km/Std. zur Entgleisung gebracht, die Sicherheitsführungsleisten wirkten immer zur vollen Zufriedenheit.

Dr. S.

### Ein neuer hochwertiger Baustahl.

Von den hochwertigen Baustählen, die in den letzten Jahren zur Anwendung kamen, hat vor allem der Siliziumstahl außerordentlich befriedigt. Die Herstellung bietet aber ziemliche Schwierigkeiten infolge der Dickflüssigkeit des Materials und der Neigung zu tiefgehender Lunkerbildung, weshalb neuerdings erhebliche Aufpreise gefordert werden. Einem Aufsatz in Heft 26 von „Stahl und Eisen“ zufolge bringt nun die Dortmunder Union einen „Union Baustahl“ auf den Markt, dessen Eigenschaften denen des St. Si durchaus ähnlich sind. Infolge der niedrigeren Herstellungskosten läßt sich hoffen, daß trotz der teueren Zuschlagstoffe Kupfer und Chrom der Preis niedriger gehalten werden kann als beim St. Si. Die Zusammensetzung ist folgende:

| | |
|---|---|
| Kohlenstoff . . . . . . . . . . . . . | 0,15 bis 0,18% |
| Silizium . . . . . . . . . . . . . . | rund 0,25% |
| Mangan . . . . . . . . . . . . . . | rund 0,80% |
| Kupfer . . . . . . . . . . . . . . | 0,50 bis 0,80% |
| Chrom . . . . . . . . . . . . . . | rund 0,40% |

Die bleibenden Dehnungen erweisen sich wie beim St. Si bis unmittelbar an die Streckgrenze (Mindeststreckgrenze

36 kg/mm² als sehr gering. Die Zugfestigkeit des neuen Stahls schwankt zwischen 50 bis 62 kg/mm², die Längsdehnung ist mindestens 20% die Querdehnung mindestens 18%. Das Elastizitätsmaß beträgt 2100000 kg/cm², die Kerbzähigkeit etwa 10 bis 12 mkg/cm². Als besonderer Vorteil wird die Gleichmäßigkeit des Stoffes hervorgehoben, ferner daß auch bei dicken Profilen die hohe Streckgrenze gewährleistet ist. Der Widerstand gegen Korrosion gegenüber dem St. Si verhält sich wie 4:1. Ein weiterer Vorzug des neuen Stoffes ist, daß er schweißbar ist.

Nachdem aber erst 80 Schmelzen vorliegen, läßt sich ein abschließendes Urteil noch nicht bilden. Sp.

## Ermittlung der Beanspruchungen aus Messungen an Modellen.

Es wurden bereits zahlreiche Versuche gemacht die in schwierigen Tragkonstruktionen auftretenden Spannungen durch Messungen an Modellen zu ermitteln. Das Ergebnis war aber meist unbefriedigend und der theoretischen Berechnung widersprechend. Diese Mängel sollen dem neuen Verfahren nicht anhaften, das von Professor Beggs der Princetown-Universität entwickelt wurde. Das Verfahren, das bereits an mehreren Brücken in Europa und Amerika erprobt wurde, beruht auf dem Maxwell'schen Prinzip von der Gegenseitigkeit der Verschiebungen. Die bisher mit dem zu diesem Zweck konstruierten Apparat durchgeführten Versuche haben sehr gut mit der Berechnung übereingestimmt. Der Vergleich der durch die Versuche abgeleiteten Einflußlinien mit den berechneten zeigt gute Übereinstimmung. Andererseits haben aber auch die Modellversuche ergeben, daß in Wirklichkeit die Scheitelspannungen bei Bogenbrücken durch die entlastende Wirkung der durchlaufenden Fahrbahnkonstruktion geringer werden als sie sich nach der Berechnung ergeben.

Während für den Nachweis der Biegungsmomente und Schwerkräfte bei breiten Brücken nur Modelle aus Celluloidscheiben benützt wurden, wurden zur Bestimmung der Mitwirkung der Stirnmauern an der Kräfteübertragung bei schmalen Brücken drei dimensionale Modelle hergestellt.

Bezüglich der Beschreibung des Apparates, der Durchführung der Versuche und der Ableitung des Verfahrens aus der Theorie muß wegen der sehr weitläufigen Darstellung auf die Quelle verwiesen werden. Wa.

(Engineering 1928, 2. Halbj., S. 31.)

## Meßvorrichtung für eingefahrene Schienenstöße.

Eine neue Vorrichtung zum Messen eingefahrener Stöße wurde von einem Beamten der Robert W. Hunt-Company, Chicago, erfunden. Das Meßinstrument besteht aus einem Richtscheit aus Stahl von 46 cm Länge und 1,9 cm Breite, das mit einer selbsttätigen Ablesevorrichtung in Uhrform am einen Ende versehen ist, an der die Einsenkung auf 1/400 cm genau abgelesen werden können. Die Ablesevorrichtung wird durch einen Metallstift bewegt, der auf dem Schienenkopf aufliegt und sich bei der Messung auf diesem fortbewegt. Der Meßapparat wird auf den Schienenkopf aufgelegt, etwa 15 cm vom Schienenende entfernt und mit der Ablesevorrichtung gegen das Schienenende. Das Richtscheit wird dann langsam gegen das Schienenende geschoben. Es kann dabei in jedem Augenblick der Bewegung der Grad der Einsenkung abgelesen werden. In dieser Weise ist bei beiden Schienen des Stoßes zu verfahren. Es ist hierdurch möglich einen genauen Höhenplan des Schienenstoßes aufzuzeichnen. Wa.

(Railway Age 1928, Juni, S. 1503.)

## Die Befestigung schienengleicher Straßenübergänge in den Vereinigten Staaten.

Solange auf den Straßen nur pferdebespannte, also verhältnismäßig leichte und langsamfahrende Wagen verkehrten, bot der Bau und die Unterhaltung einer schienengleichen Straßenkreuzung keine besonderen Schwierigkeiten. Anders neuerdings mit den schweren und schnellfahrenden Kraftwagen, bei denen Erschütterungen lästig empfunden werden. Einen Vorschlag, die Straßenkreuzung im Gleisbereiche schlecht zu unterhalten, um die Wagen zu zwingen langsam zu fahren, wiesen die amerikanischen Eisenbahngesellschaften weit zurück, um sich das Wohlwollen der Allgemeinheit zu erhalten.

Die älteste Art, einen schienengleichen Straßenübergang zu befestigen, war ein Bohlenbelag zwischen und neben den Schienen. Sie wurden aber von herabhängenden Fahrzeugteilen oft beschädigt und daher verlassen.

Ein tragfähiges, gut unterhaltenes und entwässertes Gleis bildet eine sichere Grundlage für die Befestigung des Übergangs. Schienenstöße im Übergang sollten vermieden werden; ein neues Gleis sollte einige Zeit befahren werden, ehe die endgültige Befestigung des Übergangs eingebaut wird.

Das Gleis muß trotz der Abdeckung durch die Straßenbefestigung möglichst leicht zugänglich bleiben.

Wo mit selbsttätigen Signalen oder Vorrichtungen zum Anhalten der Züge gearbeitet wird, muß Vorsorge getroffen werden, daß die Straßendecke des Übergangs keinen Kurzschluß verursachen kann. Das wird am besten durch Verwendung eines bituminösen Baustoffs erreicht.

An manchen Übergängen in Amerika bleibt die befestigte Fläche zwischen den Schienen etwa 1 cm unter Schienenoberkante, zuweilen tritt dieser Zustand auch ungewollt ein. Im Norden der Vereinigten Staaten wird mit Rücksicht auf den Schlittenverkehr im Winter verlangt, daß der Belag eine kleine Überhöhung gegenüber der Schienenoberkante besitzt.

Besondere Sorgfalt muß dem Anschluß an die Fahrschienen gewidmet werden. Für die Außenseite wird eine Holzbohle empfohlen, die auf einem Preßstück aus einer bitumenhaltigen Masse auflagert. Die Bildung einer Spurrille wurde nach einer Umfrage vom Jahre 1924 von vielen amerikanischen Eisenbahngesellschaften den Spurkränzen überlassen. Schon ein Jahr später wurde aber dazu geraten, daß eine besondere Spurrille angelegt wird. Es wurden neben der Fahrschiene Bohlen, Schienen oder besonders geformte Teile verlegt; der Zwischenraum gegen die Fahrschiene wird mit Holz oder einer Asphaltmischung in solcher Höhe ausgefüllt, daß für den Radflansch ausreichender Raum verbleibt.

Die zweite Schiene wird entweder stehend angeordnet oder als liegende Schiene, die mit ihrem Kopf gegen den Steg der Fahrschiene anstößt. Eine aus Bohlen zusammengenagelte Rillenrinne mit asphaltgedichteten Fugen soll sich auch für schnellen und schweren Verkehr gut bewährt haben.

Bei einer neueren Bauart eines mit Betonplatten belegten Überwegs wird auf beiden Seiten der Fahrschiene ein flach liegendes 5 × 10 cm starkes Brett gelegt, das einerseits als Abstandhalter, andrerseits als Sohle der Spurrille dient. Die Spurrille wird gewöhnlich etwa 76 mm breit gemacht.

Ähnlich werden geriffelte Stahlplatten in Wegübergängen befestigt. Als Sonderbauarten wird die Befestigung mit gepreßten Asphaltplatten, Faserstoffplatten, Hartgummiplatten bezeichnet.

Betonplatten werden seit 10 bis 12 Jahren zur Befestigung von Überwegen benutzt; stellenweise nimmt ihre Verwendung zu, an anderen Stellen ist man von ihnen wieder abgekommen. Man kann kleine Platten oder größere Dielen verwenden. Platten werden auch aus Asphalt, mit Fasereinlage oder Steinzuschlag hergestellt und auch Gummiplatten kommen vor. Sie bedürfen als Unterlage eines Bohlenbelags, am besten aus getränktem Holz, das auf die Schwellen aufgenagelt wird. Die Platten leiten den elektrischen Strom nicht, eignen sich daher zur Verwendung bei Schienen und Gleisstrom.

Abdeckungen des Überwegs aus gußeisernen Platten gibt es in Amerika in verschiedenen Bauarten. Sie eignen sich namentlich für schwer befahrene Straßen und haben in diesen eine lange Lebensdauer. Zu den eisernen Abdeckungen gehört auch die Verwendung von Altschienen. Die Zwischenräume der Schienen werden irgendwie ausgefüllt, zweckmäßig mit Asphalt. Die Lebensdauer dieser Anordnung ist groß, die Unterhaltung billig. Der Schienenbelag zwischen den Fahrschienen macht das Gleis sehr steif, was zuweilen unangenehm empfunden wird. Bei Signalbetrieb mit Gleisstrom muß der Eisenbelag gegen die Fahrschienen durch eine Holzzwischenlage isoliert werden.

Platten aus Preßasphalt werden zuweilen auf einer Unterlage aus Bohlen verlegt. Diese Unterlage gibt zuweilen Anlaß zu Schwierigkeiten, weil sie nicht sichtbar ist und ihr Zustand daher nicht überwacht werden kann.

Pflaster im Gleisbereiche gilt in Amerika nur bei leichtem Verkehr und für Anschlußgleise als bewährt. Wernekke.

# Betrieb in technischer Beziehung; Signalwesen.

## Selbsttätige Kreuzungssignale mit „Gleisschranke“ in Amerika.

Bei Sullivan im Staate Indiana, 40 km südlich von Terre Haute, kreuzen sich die eingleisigen Strecken der Chicago and Eastern Illinois-Eisenbahn und der Illinois Central-Eisenbahn auf freier Strecke, eine Anordnung, die bei uns unzulässig, in Amerika aber nicht ganz selten ist. Bis vor kurzem mußten die Züge, ehe sie die Kreuzung befahren durften, zum Halten gebracht werden, neuerdings sind beide Strecken mit selbsttätigen Signalen ausgestattet worden, die Zusammenstöße auf der Kreuzung verhüten sollen. Es wird dadurch das Anhalten von 50 Zügen täglich vermieden; man schätzt die auf diese Art erzielte Ersparnis auf 12000 Dollar jährlich, während die neue Signalanlage nur 11600 Dollar gekostet hat. Dabei sind in diesem Preis noch 3200 Dollar für eine Art Schranke über den Gleisen enthalten, die von der Aufsichtsbehörde verlangt wurde, auf uns aber einen eigenartigen Eindruck macht. Die Kosten der neuen Signalanlage machen sich also schon in weniger als einem Jahr bezahlt.

Die „Gleisschranke“ besteht aus einem Arm am Signalmast, der sich bei Haltstellung des Signals in 3,66 m über Schienenoberkante bis zu einem auf der andern Gleisseite stehenden Mast erstreckt. Bei Fahrtstellung des Signals wird dieser Arm hochgeklappt. Eine das Haltsignal überfahrende Lokomotive muß diesen Arm zertrümmern (daher sein Name: smash-board), und man will dadurch die Zugfahrt feststellen, bei der das Haltsignal überfahren worden ist. Eine sonderbare Einrichtung!

Im übrigen bietet die Signalanlage, bei der die verschiedenen Signale in der üblichen Weise abhängig voneinander verriegelt sind, nichts besonderes. Höchstens ist noch bemerkenswert, daß jedes Signal zwei Arme hat, von denen der eine fest, der andere im oberen Viertelkreis beweglich ist. Die besonderen Signaleinrichtungen der beiden sich kreuzenden Eisenbahnen weichen aber voneinander ab und so kommt es, daß auf der einen Strecke der obere Arm, bei der anderen der untere der feste ist, daß ferner auf der einen Strecke der bewegliche Arm wagrecht und unter 45° nach oben eingestellt wird, während er auf der anderen die in Amerika auch sonst üblichen drei Stellungen einnimmt.

(Railway Age, 1928, I. Halbjahr, Nr. 20.) Wernekke.

# Buchbesprechungen.

**Rostfreie Stähle.** Berechtigte deutsche Bearbeitung der Schrift „Stainless, Iron and Steel“, von J. H. G. Monypenny in Sheffield. Von Dr. Ing. Rudolf Schäfer. Mit 122 Textabbildungen, Berlin, Verlag von Julius Springer. 1928. Preis geb. 27 RM.

Das vorliegende Werk bedeutet mehr als nur eine Übersetzung des englischen Buches von Monypenny, da es seine Betrachtungen und Untersuchungen nicht nur auf die, in dem englischen Buche behandelten Chromstähle beschränkt, sondern auf die zuerst von Krupp erfundenen Chromnickelstähle ausdehnt. Das Werk gliedert sich in acht Teile.

Im ersten Teil werden die Rostschäden in ihren volkswirtschaftlichen Auswirkungen beleuchtet. Dann wird die geschichtliche Entwicklung des rostfreien Eisens in England und Deutschland gezeigt, und zwar nach den grundlegenden Arbeiten von Brearley und Krupp. — Im zweiten Teil werden die Veränderungen, die im Gefüge und in der Beschaffenheit des Stahles durch verschiedene thermische und mechanische Behandlung hervorgerufen werden, genau untersucht und metallographisch erklärt. Alle diese Untersuchungen werden an Hand zahlreicher Schliffbilder und vieler Versuchsergebnisse, die uns in vielen Tabellen zugänglich gemacht werden, überaus verständlich und übersichtlich durchgeführt. Es handelt sich dabei um die Veränderungen des Gefüges während der Erhitzung und Abkühlung, den Einfluß der Abkühlungsgeschwindigkeit und den des Kohlenstoffes. — Im dritten Teil (Herstellung des rostfreien Stahles) erfahren wir, daß er im elektrischen Ofen mit basischem Futter hergestellt wird. Dann folgen Ausführungen über seine mechanische Bearbeitung und Wärmebehandlung. — Der vierte Teil bringt die mechanischen und physikalischen Eigenschaften rostfreier Stähle im Hinblick auf ihre Zusammensetzung und Behandlung. Sehr fesselnd ist in diesem Teil der Abschnitt über den Einfluß verschiedener Legierungszusätze auf die physikalischen Eigenschaften rostfreier Stähle. — Im fünften Teil wird die Frage behandelt, welchen Einfluß die Behandlung und Zusammensetzung des Stahles auf den Widerstand gegen Korrosion hat, durch Härten, Anlassen, Glühen usw.; und der sechste Teil bringt dann ausführlich das Verhalten des rostfreien Stahles unter den verschiedensten, sonst Rost und Korrosion bewirkenden Einflüssen.

Im siebenten Teil kommen endlich die Chromsilizium- und Chromnickelstähle zu ihrem Recht. Es werden dort eingehend die englischen, amerikanischen und vor allem die deutschen Chromnickelstähle behandelt. Da Monypenny nur mit einigen Daten den Kruppstahl V2A in den Kreis seiner Betrachtungen gezogen hat und den VIM Stahl nur nebenbei erwähnt, so werden im vorliegenden Buch die sämtlichen von Krupp in den letzten Jahren auf den Markt gebrachten Stähle zusammenfassend behandelt, und zwar werden von den beiden Stahlgruppen VA und VM durch zahlreiche Tabellen, Schliff- und Kurvenbilder, die Eigenschaften der Stähle unter den verschiedensten Verhältnissen und Temperaturen dargelegt. Weiterhin werden für die einzelnen Stahlsorten die Anwendungsgebiete und Behandlungsvorschriften gegeben, ferner in mehreren Tabellen das Verhalten der einzelnen Stahlsorten unter dem Einfluss verschiedener chemischer Angriffsmittel und Temperaturen.

Zum Schluß werden noch einige Anwendungen des rostfreien Stahles gebracht und in einem Anhang Auszüge aus ausländischen und deutschen Patentschriften. Das Buch bietet mit seinen in zahlreichen, reichen Tabellen und Kurven niedergelegten Versuchsergebnissen ein wertvolles Hilfsmittel für jeden, der sich beruflich mit rostfreiem Stahl beschäftigen muß; da es auch für den Nichtfachmann leicht verständlich gehalten ist, bildet es ein aufschlußreiches Lehrbuch für alle, die sich vom Wesen des rostfreien Stahles ein Bild machen wollen. Keßler.

**Rölls Enzyklopädie des Eisenbahnwesens.**

Wenn die 2. vollständig neubearbeitete Auflage von Rölls „Enzyklopädie des Eisenbahnwesens“ auch bereits 1923 zum Abschluß gekommen ist, so glauben wir im Interesse unserer Leser auf dieses hervorragende Werk nochmals aufmerksam machen zu sollen, und dies um so mehr, als der Verlag den Preis für die zehn gebundenen Bände auf *RM* 80.— (statt *RM* 160.80) bei monatlichen mäßigen Teilzahlungen von *RM* 4.— bis *RM* 6.— herabgesetzt hat. Bekanntlich gehören die bedeutendsten Fachmänner zu den Mitarbeitern der Enzyklopädie, die durch ihre umfassende Anlage mit weit über 6000 Stichworten, unter Beigabe von 3589 Abbildungen im Text und 100 teils mehrfarbigen Tafeln eine umfangreiche Fachbibliothek ersetzen kann. Bei Bearbeitung der Stichworte, die über alle Gebiete des Eisenbahnwesens erschöpfende Auskunft erteilen, wurde in erster Linie auf die Bedürfnisse der Praxis Rücksicht genommen.

Bestellungen zu vorerwähnten günstigen Bezugsbedingungen vermittelt die Geschäftsstelle unseres Blattes.

Die Schriftleitung.

# Zuschriften an die Schriftleitung.

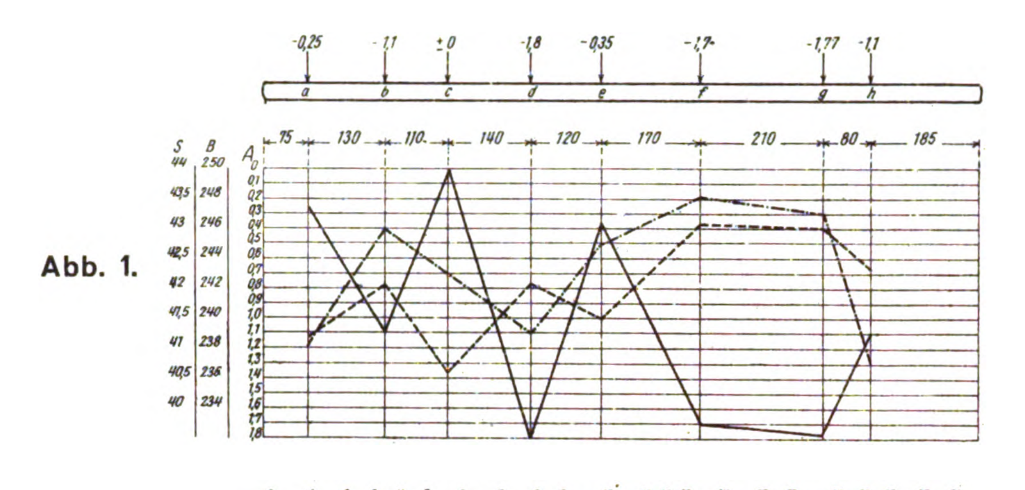
## Der theoretische Längenschnitt von Standseilbahnen.

In dem Aufsatz unter vorstehendem Titel sage ich in Nr. 18 dieser Zeitschrift: „v. Reckenschuss hat erstmalig den theoretischen Längenschnitt exakt als Zykloide bestimmt.“

Die betreffende Abhandlung von v. Reckenschuss ist im Organ 1913, Heft Nr. 21 vom 1. November und ff. erschienen. Wie mir Herr Professor Chenaux von der Universität Lausanne mitteilt, hat er bereits in einem Artikel im Bulletin technique de la Suisse Romande vom 10. März 1913 den theoretischen Längenschnitt der Standseilbahn als Zykloide bestimmt — es gebührt ihm also die Priorität. v. Gruenewaldt.

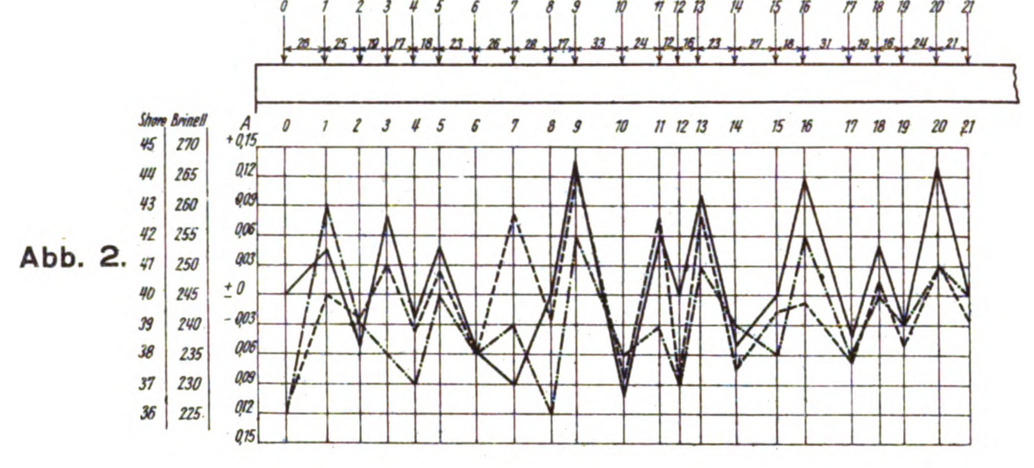
Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

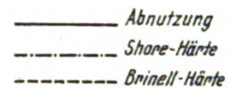
**Abb. 1.**




## Zum Aufsatz: Untersuchungen an Riffelschienen.

**Abb. 2.**



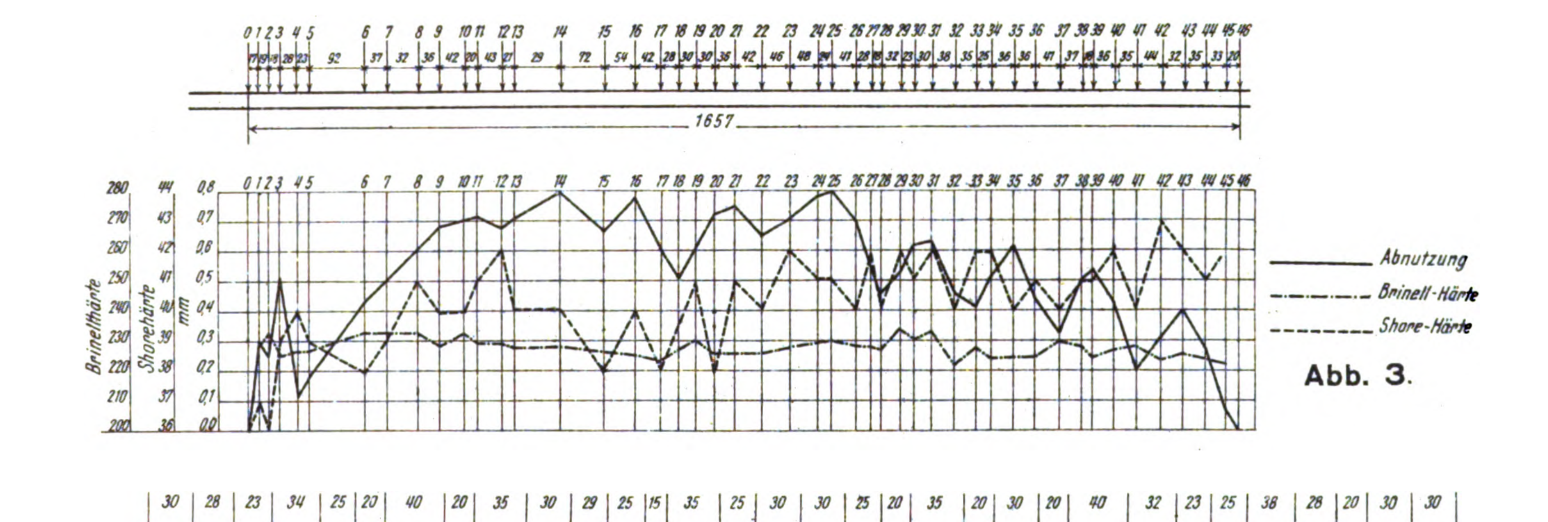




**Abb. 3.**

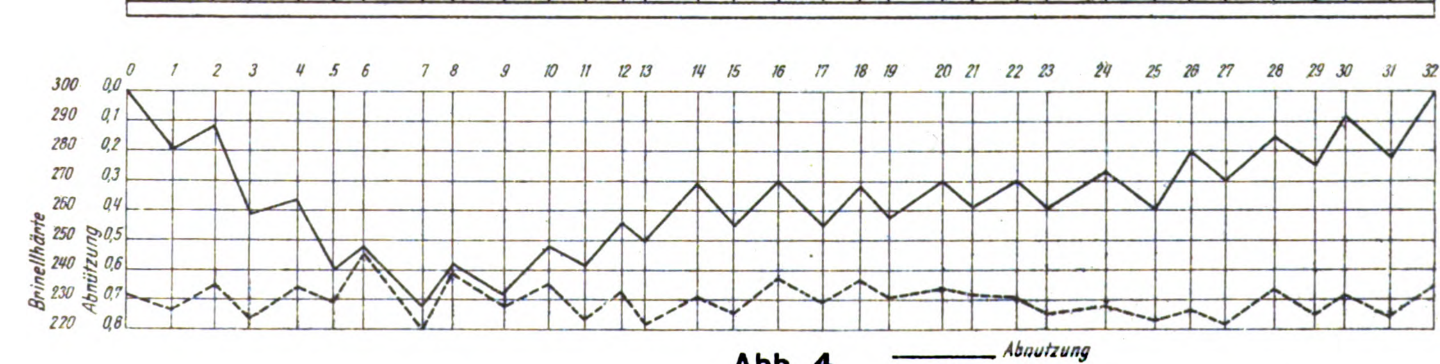



**Abb. 4.**

Abnutzung
Brinell-Härte


UNIV.
OF
MICH.

**Zum Aufsatz: Zeichnerische Bestim**

Darstellung der Funktionen tang α/2, sin α/2 und 1/2 tang α (Absolutwerte)

**Abb. 1.**

Darstellung der Funktionen tang α/2, sin α/2 und 1/2 tang α bezogen auf tang α/2 = 100%

**Abb. 2.**

C. W. Kreidel's Verlag, München.

# timmung von Tangentenlängen.

Abweichungen der Werte t' und t'' von t in v.H. von t für verschiedene α und 1 : m

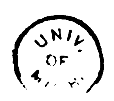
| α (°) | $p' = \frac{\delta'}{t}$ (vH) | $p'' = \frac{\delta''}{t}$ (vH) |
|---|---|---|
| 1° | - 0,004 % | + 0,008 % |
| 2° | - 0,015 % | + 0,030 % |
| 3° | - 0,034 % | + 0,069 % |
| 4° | - 0,061 % | + 0,122 % |
| 5° | - 0,095 % | + 0,191 % |
| 6° | - 0,137 % | + 0,275 % |
| 7° | - 0,187 % | + 0,376 % |
| 8° | - 0,244 % | + 0,491 % |
| 9° | - 0,308 % | + 0,623 % |
| 10° | - 0,381 % | + 0,771 % |
| 11° | - 0,460 % | + 0,936 % |
| 12° | - 0,548 % | + 1,117 % |
| 13° | - 0,643 % | + 1,315 % |
| 14° | - 0,745 % | + 1,53 % |
| 15° | - 0,856 % | + 1,77 % |
| 16° | - 0,973 % | + 2,01 % |
| 17° | - 1,10 % | + 2,28 % |
| 18° | - 1,23 % | + 2,57 % |
| 19° | - 1,37 % | + 2,88 % |
| 20° | - 1,52 % | + 3,21 % |
| 21° | - 1,68 % | + 3,56 % |
| 22° | - 1,84 % | + 3,93 % |
| 23° | - 2,01 % | + 4,32 % |
| 24° | - 2,19 % | + 4,73 % |
| 25° | - 2,37 % | + 5,17 % |
| 26° | - 2,56 % | + 5,63 % |
| 27° | - 2,76 % | + 6,12 % |
| 28° | - 2,97 % | + 6,63 % |
| 29° | - 3,19 % | + 7,17 % |
| 30° | - 3,41 % | + 7,74 % |

| α | 1 : m | $p' = \frac{\delta'}{t}$ (vH) | $p'' = \frac{\delta''}{t}$ (vH) |
|---|---|---|---|
| 0° 34,4' | 1 : 100 | - 0,0012 % | + 0,0025 % |
| 1° 8,7' | 1 : 50 | - 0,005 % | + 0,010 % |
| ~~1° 25,9'~~ | ~~1 : 40~~ | ~~- 0,008 %~~ | ~~+ 0,016 %~~ |
| 2° 17,4' | 1 : 25 | - 0,020 % | + 0,040 % |
| 2° 51,7' | 1 : 20 | - 0,031 % | + 0,062 % |
| 5° 42,6' | 1 : 10 | - 0,124 % | + 0,249 % |
| 6° 20,4' | 1 : 9 | - 0,153 % | + 0,308 % |
| 6° 42,6' | 1 : 8,5 | - 0,171 % | + 0,345 % |
| 8° 7,8' | 1 : 7 | - 0,252 % | + 0,506 % |
| 11° 18,6' | 1 : 5 | - 0,487 % | + 0,990 % |
| 18° 26,1' | 1 : 3 | - 1,292 % | + 2,704 % |
| 26° 33,9' | 1 : 2 | - 2,677 % | + 5,901 % |



Abb. 3.

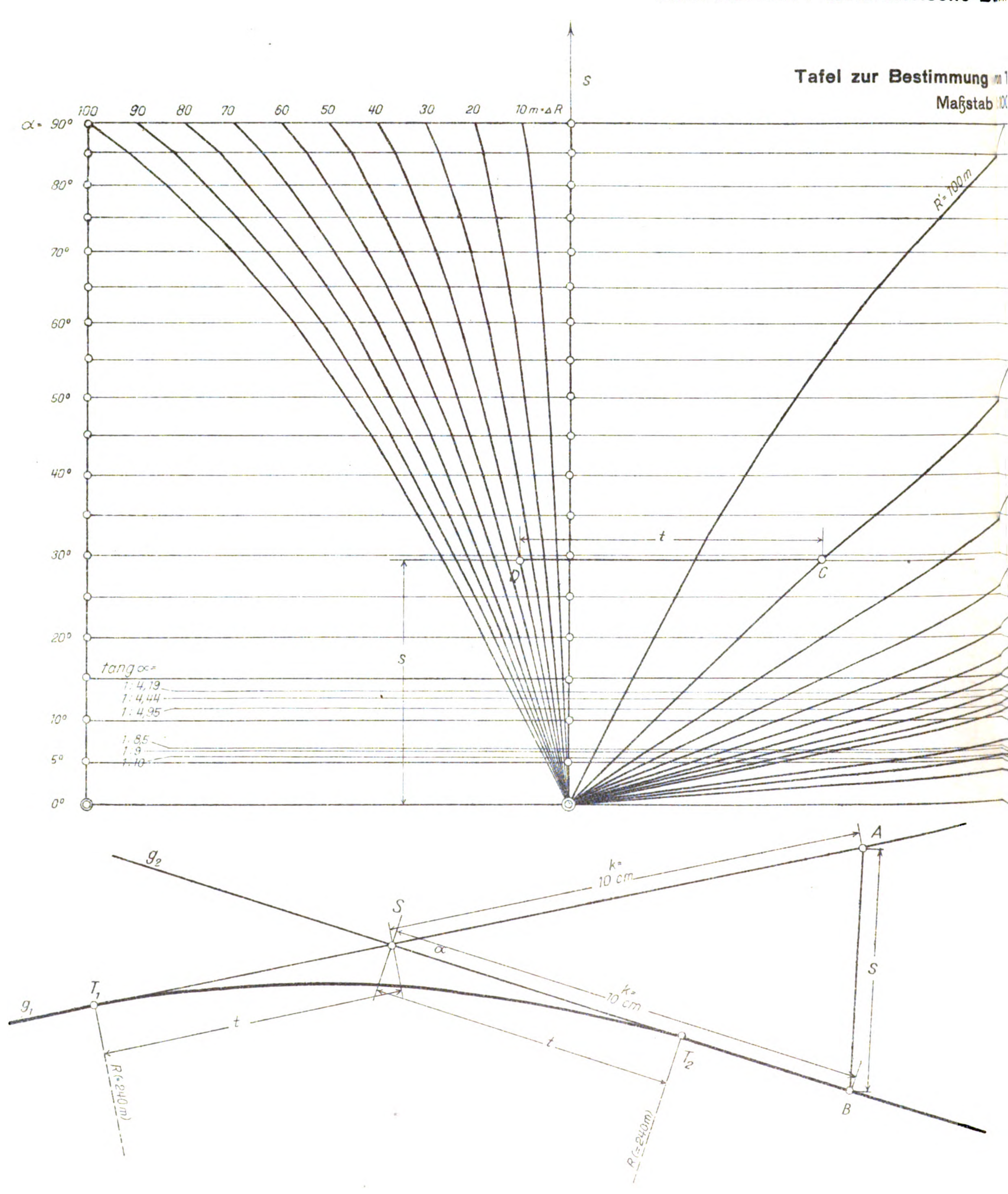

UNIV.
OF
MICH.



Zum Aufsatz: Zeichnerische Be[...]

Tafel zur Bestimmung [...]

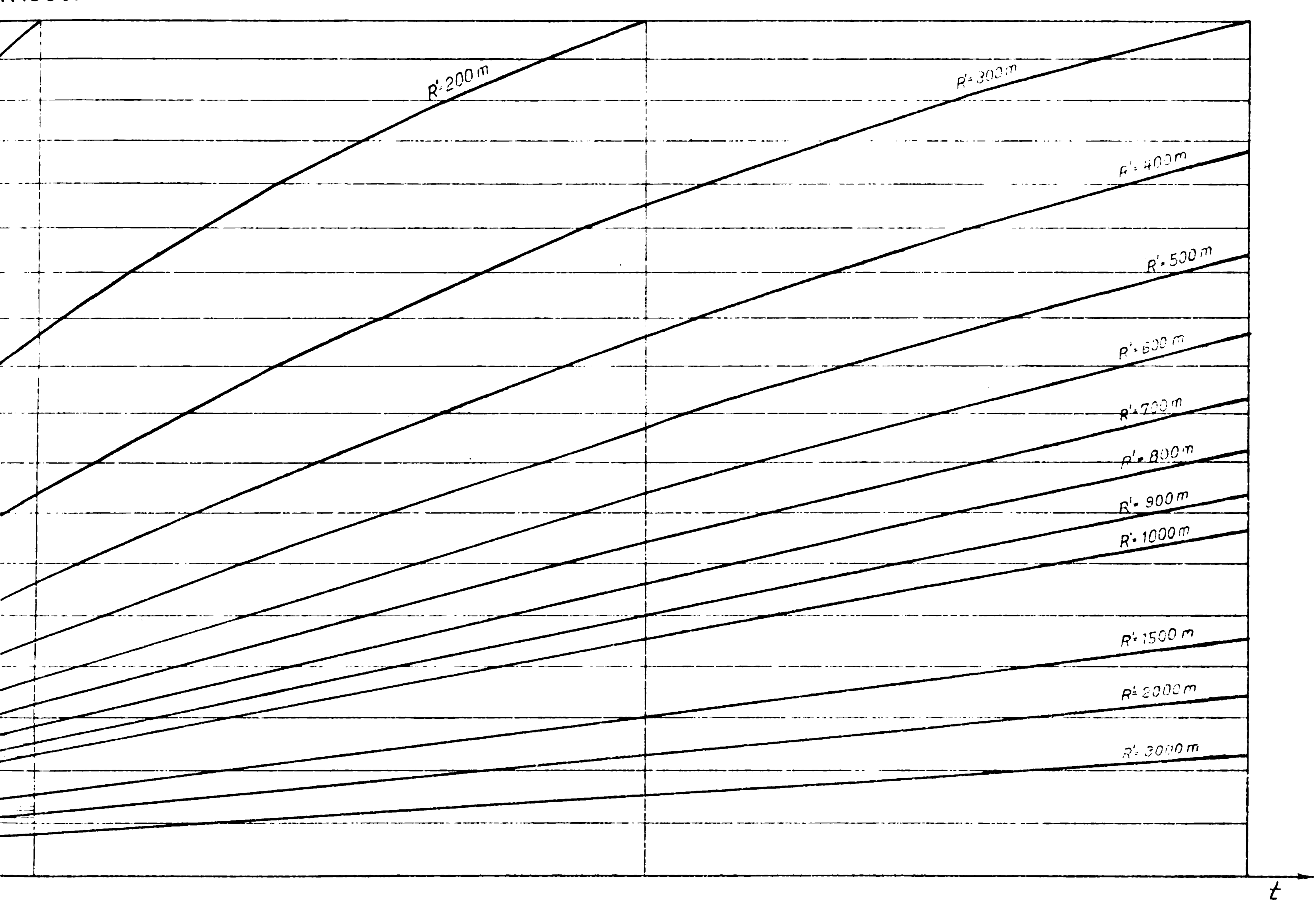
Maßstab [...]




C. W. Kreidel's Verlag, München.

## …estimmung von Tangentenlängen.

**…von Tangentenlängen.**
…1 : 1000.

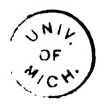



*Aufgabe:* (Zahlenbeispiel in Klammern)
*Die beiden Geraden $g_1$ und $g_2$ sollen durch einen Bogen vom Halbmesser R(= 240 m) miteinander verbunden werden.*

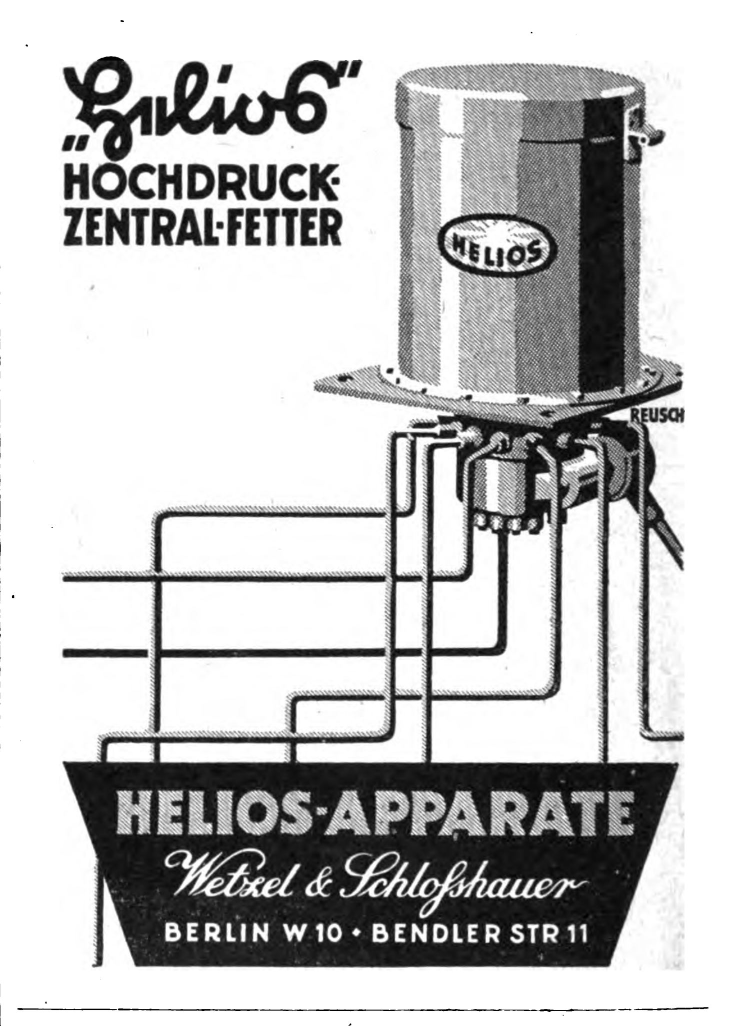
*Verfahren:*
*Man denke sich R in $R' + \Delta R$ zerlegt, wobei R' den durch 100 teilbaren und $\Delta R$ den überschiessenden Teil darstellt, ($R' = 200$ m, $\Delta R = 40$ m), trage von S aus auf $g_1$ und $g_2$ je 10 cm = k bis A und B ab und suche mit AB = s im Zirkel in der Tafel auf der Kurve für R'(= 200 m) C auf, das von der t-Achse den Abstand s besitzt.*
*Auf der Parallelen zur t-Achse durch C reicht das gesuchte $t = ST_1 = ST_2$ von C bis D, dem Schnittpunkt mit der Kurve für $\Delta R$(= 40 m).*
*Ist $\Delta R$ kein Vielfaches von 10, so muß D durch Interpolation bestimmt werden.*



Lith. Anst. v. F. Wi…


UNIV.
OF
MICH.



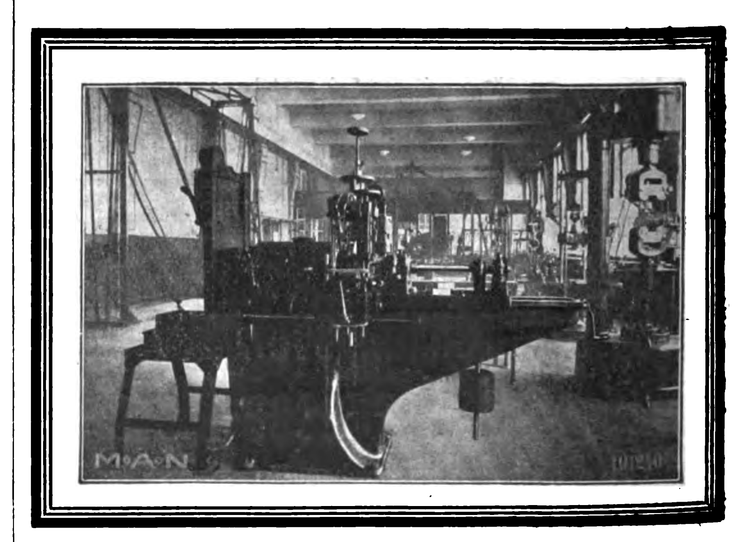







**70 Jahre Erfahrungen im Bau von**

# PRÜFMASCHINEN




Wir liefern: Zerreißmaschinen, Universalprüfmaschinen, Abnützungs- u. Oelprüfmaschinen, Bauart Spindel, Federprüfmaschinen, Seil- u. Kettenprüfmaschinen, Schwingungsprüfmaschinen, Zement- u. Betonprüfer, Baustoffprüfer.

Drucksache O. E. 10.

1928
83. Jahrgang

Heft 22
15. November

# ORGAN
## FÜR DIE FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

TECHNISCHES FACHBLATT
DES VEREINS DEUTSCHER EISENBAHNVERWALTUNGEN
HERAUSGEGEBEN VON DR. ING. H. UEBELACKER / C. W. KREIDEL'S VERLAG · MÜNCHEN

Inhaltsverzeichnis.






Buchbesprechungen.



ORION
ORION
ORION
UNIVERSAL-
HOCHLEISTUNGS-
SÄGEMASCHINE
Mit regulierbarem Vorschub des Sägeblattes durch Ölpreßpumpe
Hervorragend in Schnittleistungen und Schonung der Sägeblätter
GORNIG & SEVERIN
MASCHINENFABRIK DRESDEN-A28

Das

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

erscheint am 1. und 15. jedes Monats.

Die Anschrift des Schriftleiters ist: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, Sandstraße 38/40,**
die des stellvertretenden Schriftleiters: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden, Wiener Straße 4.**



Der halbe Jahrgang 1928 des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" wird mit 18.— **RM.** berechnet und ist durch den Buchhandel oder (zuzüglich des anfallenden Drucksachenportos) von der Verlagsbuchhandlung zu beziehen.

Von den im Organ erscheinenden Aufsätzen können Sonderabdrucke bezogen werden. Bestellungen müssen spätestens 8 Tage nach Erscheinen der Hefte in den Händen des Verlags sein.

Preis für 1 Seite Umfang bei Bestellung von 20 Stück etwa 7 ℳ, für weitere 10 Stück 0,50 ℳ, mit Tafeln entspr. höher.

Auch auf die Fachhefte werden Sonderbestellungen entgegengenommen.

**C. W. Kreidel's Verlag** in München, Trogerstrasse 56.

Wegen Anzeigen und Beilagen wolle man sich wenden an die Verlagsbuchhandlung **Julius Springer**, Berlin W 9

| Anzeigenpreise: | 1/1 | 1/2 | 1/4 | 1/8 Seite |
|---|---|---|---|---|
| | 180.— | 90.— | 45.— | 22.50 RM |

Bei 12 24 maliger Aufnahme innerhalb Jahresfrist 10 20 % Nachlaß.

Für Vorzugsseiten gelten besondere Preise. Beilagen nach Vereinbarung.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 15. November 1928 | Heft 22


## Der neue Lokomotiv- und Abstellbahnhof Heidelberg.

### I. Teil.

Ingenieur- und Hochbauten.

Von Reichsbahnrat **Schachenmeier**, Vorstand des Reichsbahn-Neubauamtes Heidelberg, und Reichsbahnrat **Stadel**, Vorstand des Hochbaubüros der Reichsbahndirektion Karlsruhe.

Hierzu Tafel 21 und 22.

Vorbemerkung.

Die Darstellung des neuen Lokomotiv- und Abstellbahnhofes Heidelberg soll in zwei getrennte Teile gegliedert werden: einen bautechnischen und einen maschinentechnischen.

In dem hier folgenden bautechnischen Teil wird die allgemeine Einordnung des Lokomotiv- und Abstellbahnhofes in das Gebiet der gesamten Bahnhofanlagen Heidelbergs gekennzeichnet und die Anordnung der einzelnen Anlagen und der Hochbauten im Lokomotiv- und Abstellbahnhof selber sowie deren Wesen und Zweck kurz geschildert.

#### 1. Einleitendes.

Der neue Lokomotiv- und Abstellbahnhof bildet einen Teil der gesamten neuen Bahnhofanlagen Heidelbergs. Diese umfassen für den Güterverkehr: den Güter- und Rangierbahnhof und den Übergabebahnhof, der mit dem Bahnhof der schmalspurigen Nebenbahn Mannheim—Heidelberg—Weinheim in Verbindung steht; für den Personenverkehr: den Personenbahnhof mit dem zugehörigen Lokomotiv- und Abstellbahnhof.

Der Güter- und Rangierbahnhof bedingte auch den Bau besonderer Zufahrlinien zu diesem: von Mannheim-Rangierbahnhof, von Kirchheim und von Heidelberg-Karlstor und im Zusammenhang damit den Bau des Königstuhltunnels sowie die Erweiterung des Bahnhofs Heidelberg-Karlstor.

Die Lage des neuen Personenbahnhofs erforderte eine Verlegung der bisher zum bestehenden Personenbahnhof führenden Zufahrlinien: von Mannheim (Wieblingen), von Kirchheim und von Schwetzingen (Eppelheim). Vorläufig mußten diese neuen Zufahrlinien naturgemäß in den alten (bestehenden) Personenbahnhof geleitet werden.

Mit Ausnahme des Personen- und des Lokomotiv- und Abstellbahnhofs sind die genannten baulichen Anlagen mit insgesamt 15 Brücken und 11 Unterführungen schon vor dem Kriege, einzelne Teile davon noch während des Krieges fertiggestellt worden.

Für den Personenbahnhof und den Lokomotiv- und Abstellbahnhof konnten vor Kriegsausbruch nur noch die Erdarbeiten (das Planum) hergestellt werden, und nach Beendigung des Krieges waren zunächst nicht genügend Mittel verfügbar, um neben den vielen Aufbauarbeiten die Ausführung einer so großen Anlage, wie sie der Personenbahnhof Heidelberg darstellt, in Angriff zu nehmen. Diese Bauausführung mußte vielmehr auf unbestimmte Zeit verschoben werden. Dies hatte zur Folge, daß die Anlagen des bestehenden Bahnhofs Heidelberg erweitert werden mußten; denn diese Anlagen waren den Betriebs- und Verkehrsanforderungen nicht mehr gewachsen und konnten deshalb nicht auf unbestimmte Zeit unverändert beibehalten werden.

Der für die Erweiterungen erforderliche Raum im alten Bahnhof Heidelberg konnte aber nur durch Hinausverlegen der Lokomotiv- und Werkstätteanlagen gewonnen werden. So ergab sich die Notwendigkeit, zunächst den Lokomotiv- und Abstellbahnhof zu bauen und diesen vorläufig als einen Teil des bestehenden Personenbahnhofs in Betrieb zu nehmen.

Am 1. Dezember 1927 wurde der neue Lokomotiv- und Abstellbahnhof Heidelberg seiner Bestimmung übergeben.

#### 2. Lage, Umfang und Gesamtgestaltung des Lokomotiv- und Abstellbahnhofs (siehe Übersichtsplan, Abb. 2, Taf. 21 und Textabb. 1).

Der Lokomotiv- und Abstellbahnhof Heidelberg ist Kopfbahnhof. Er ist im Norden von der Hauptbahn Mannheim Heidelberg, im Süden von der Bahn Schwetzingen—Heidelberg, im Osten von der Czernybrücke und im Westen, wo er stumpf endigt, von dem Eisenbahnkreuzungsbauwerk (etwa 600 m östlich des Bahnhofs Wieblingen) begrenzt.

Dieser Bahnhof umfaßt seiner Bestimmung gemäß sowohl die zur Behandlung und Unterbringung der Lokomotiven erforderlichen Anlagen — den Lokomotivbahnhof im engeren Sinne — als auch die Gleisgruppen zum Hinterstellen, Reinigen und Versorgen der Personenwagen — den Abstellbahnhof im engeren Sinne — im ganzen ein Gebiet von etwa 126000 m² Fläche.

Vorläufig ist die Verbindung mit dem alten Personenbahnhof durch zwei Gleise hergestellt, auf denen die aus dem Fahrdienst zurückkehrenden und die zur Fahrt antretenden Lokomotiven sowie solche, die nur gedreht werden oder eine andere Behandlung erfahren sollen, vom alten Personenbahnhof zum neuen Lokomotiv- und Abstellbahnhof und umgekehrt fahren.

Die Gleisanlagen innerhalb des Lokomotiv- und Abstellbahnhofs sind so angeordnet, daß die Lokomotiven, welche verschiedene Behandlungen erfahren müssen, verschiedene Wege nehmen, sich also gegenseitig nicht behindern. Aus den Anschriften an den Gleisen im Übersichtsplan geht hervor, welche Wege die einzelnen Lokomotiven nehmen (vergl. Abschnitt 4).

Die Anordnung der Gleisanlagen ist außerdem unter dem Gesichtspunkt gewählt, daß die zur Lokomotivbehandlung erforderlichen Anlagen in der Reihenfolge benützt werden können, die vom „Ausschuß für Lokomotivbehandlungs- und maschinelle Anlagen“ in der Niederschrift über seine Beratung im Dezember 1923 empfohlen wird: Bekohlen, Sandnehmen, Entschlacken, Wassernehmen, Drehen, Einrücken.

#### 3. Die einzelnen Behandlungsanlagen, ihre Verteilung und ihre Leistungsfähigkeit, sowie die Hochbauten.

(Hierzu Abb. 1, Taf. 21, Taf. 22 und Abb. 4 bis 7, Taf. 23.)

Die Anlagen zum Bekohlen, Sandnehmen, Entschlacken und Wassernehmen, zum Drehen und zu größeren Lokomotiv-

untersuchungen sind so verteilt, daß sie in der unter 2. erwähnten Reihenfolge benützt werden können. Die einzelnen Anlagen seien hier kurz gekennzeichnet; über die maschinentechnischen Einrichtungen wird im nachfolgenden II. Teil Näheres mitgeteilt.

a) Bekohlungsanlage (Textabb. 2):

Kohlenlager aus Betonmauern mit Schutzabdeckung aus Holz. 3750 t Fassungsraum. Erweiterungsmöglichkeit bis zu 5500 t. Greiferkran mit 1,5 t Greiferinhalt. Fahrbarer Bunker mit zwei Behältern zu je 60 t Inhalt.

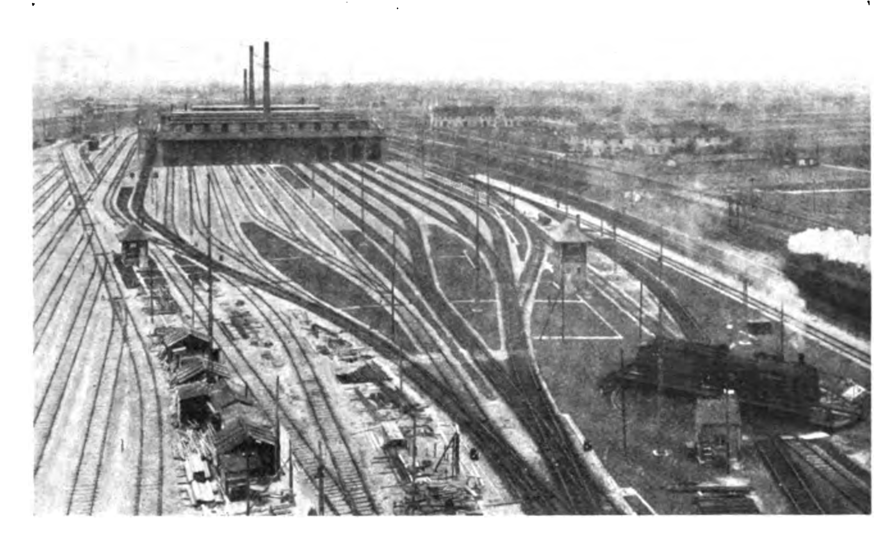


Abb. 1. Drehscheibe, zwei Stellwerke und Lokomotivschuppen im Bahnhof Heidelberg. Seitlich rechts Eisenbahnersiedlung.

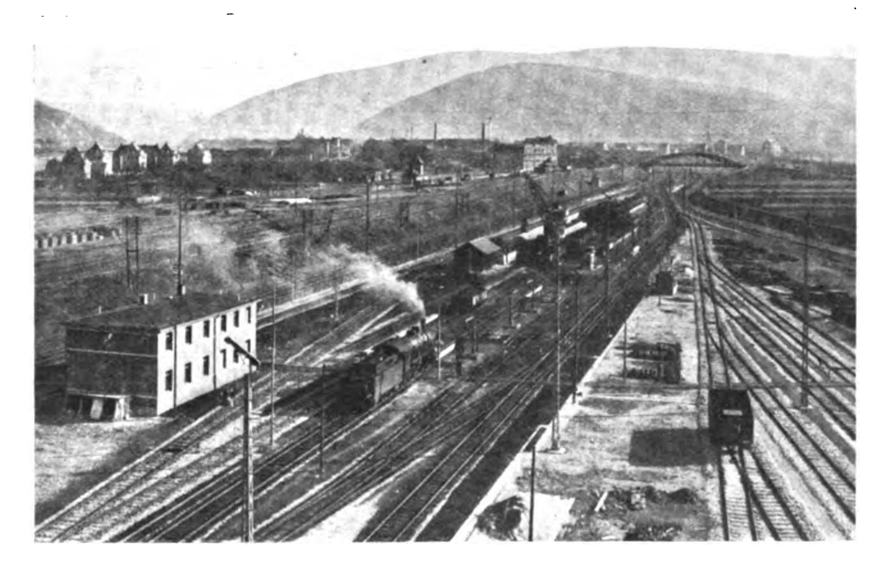


Abb. 2. Bekohlungs-, Besandungs- und Entschlackungsanlage mit Aufenthaltsgebäude. Im Hintergrunde die Czernybrücke.

b) Besandungsanlage:

Maschinelle Einrichtung mit Preßluftbetrieb.

c) Entschlackungsanlage:

Zwei Entschlackungsgruben aus Beton, mit feuerfesten Steinen verkleidet und durch einbetonierte Eisenbahnschienen gegen Beschädigungen durch den Greifer geschützt. Befestigung der Fahrschienen nach System Hoffmann (vergl. unter g). An jede Entschlackungsgrube ist eine Untersuchungsgrube angeschlossen. Zur Aufnahme der Rauchkammerlösche ist eine besondere Betongrube vorhanden.

d) Wasserkrane:

Im ganzen sechs Wasserkrane mit je 5 $m^3$/Minute Leistungsfähigkeit.

Je zwei Krane stehen neben den beiden Entschlackungsgruben, ein Kran für einrückende Lokomotiven zwischen Gleis 1 und der Untersuchungsgrube westlich der Drehscheibe und ein Kran für ausrückende Lokomotiven zwischen den Gleisen 45 und 46 bei Stellwerk 4.

e) Drehscheibe:

Elektrisch angetriebene Gelenkdrehscheibe für Lokomotiven bis zu 23 m Länge. An den Auffahrstellen besondere eiserne Kastenträger, um eine Zerstörung der Umfassungsmauern zu verhüten.

f) Untersuchungsgrube aus Beton von 23 m Länge zur gründlichen Untersuchung des Triebwerks einzelner den Lokomotivschuppen nicht berührender Lokomotiven. Schienenbefestigung auf den Mauern der Grube nach System Hoffmann (vergl. unter g).

In unmittelbarer Nähe der Bekohlungs- und Entschlackungsanlagen liegt das Aufenthaltsgebäude mit Bade- und Waschräumen für die Schlacken- und Kohlenarbeiter. Es enthält im Erdgeschoß einen Aufenthaltsraum für die Feuerleute, einen Waschraum, zwei Bäder und drei Duschen, im Obergeschoß die Aufenthaltsräume für Schlacken- und Kohlenarbeiter und für den Kranführer, einen Geräteraum, ein Bad und zwei Duschen. In dem Gebäude ist Zentralheizung eingerichtet.

g) Die Lokomotiv-Schuppenanlage (Abb. 1, Taf. 21 und Textabb. 3) umfaßt eine Fläche von rund 13000 $m^2$, wovon auf den eigentlichen Lokomotivschuppen 10600 $m^2$ entfallen. Die auf der Westseite des Schuppens angegliederten Anbauten enthalten die Werkstätten (mechanische Werkstätte, Schmiede, Lackiererei, Blechnerei, Kupferschmiede, elektrische Werkstätte, Handmagazin, Ölabgabe), die Aufenthalts- und Waschräume für die Lokomotivschuppenarbeiter, Übernachtungsräume für Lokomotivpersonal sowie die Büros für die Lokomotivleitung. Außerdem gehört dazu das Verwaltungsgebäude für das Bahnbetriebswerk mit 20 Dienstzimmern im ersten Obergeschoß, einer Dienstkantine und einer Badeanlage mit zehn Wannen und fünf Duschen im Erdgeschoß; außerdem sind in dem Gebäude drei Wohnungen untergebracht (für den Kantinenwirt, einen Elektromonteur, einen Reserveführer) (Grundrißplan Abb. 1, Taf. 21). Der Lokomotivschuppen bietet Raum zur Unterbringung von 46 Lokomotiven und ist erweiterungsfähig für weitere 36 Lokomotiven, so daß er im Vollausbau 82 Lokomotiven aufzunehmen vermag. Um die spätere Erweiterung ohne bauliche Schwierigkeiten vornehmen zu können, ist die östliche Wand, an der sich die Toreinfahrten der Lokomotiven befinden, aus Eisenfachwerk mit Holzverschalung ausgeführt. Die geöffneten Torflügel sind durch eine genügend große Ausladung des Daches gegen Wetter geschützt. Der Lokomotivschuppen besitzt eine Schiebebühne für Lokomotiven bis 23 m Länge, eine Achswechseleinrichtung, eine Kesselwaschanlage und einen Laufkran von 15 t Tragkraft über dem westlichen Hallenfeld.

Die Schienen auf den Putzgruben sind versuchsweise nach fünf verschiedenen Systemen neuester Art befestigt.

1. System Hoffmann, Rheinische Eisengießerei Maschinenfabrik A.G. Mannheim: Schienenstuhl mit Keilbefestigung.



2. System Hahmann, Hannover: Schienenstuhl mit Regelbefestigung mittels Hakenschrauben.
3. System der Deutschen Asbestonwerke A.G. Köln: Asbestdübel einbetoniert, sonst Regelbefestigung wie beim Oberbau auf Holzschwellen.
4. System der Vereinigten Flanschenfabriken und Stanzwerke A.G. in Hattingen an der Ruhr: Eiserne Dübelhülsen einbetoniert mit Hartholzdübel, sonst Regelbefestigung wie beim Oberbau auf Holzschwellen.
5. System wie unter 4: Eiserne Hakenschraubenhülsen mit Kammern einbetoniert, sonst Regelbefestigung mittels Hakenschrauben.

Die Gründung der Hochbauten machte keine Schwierigkeiten, der normale Grundwasserstand liegt in sehr großer Tiefe, während der gute Baugrund (Kies) schon 2 m unter Geländehöhe ansteht. Die Grundmauern bestehen aus Beton, die Umfassungswände aus Backsteinmauerwerk mit Klinkervormauerung von dunkelbrauner Farbe unter sparsamer Verwendung von Kunstbetonsteinen an den Fensterbänken, den Gurten und der Giebelabdeckung. Die Dachkonstruktion ist als freitragende Holzkonstruktion nach dem System **Kübler** Stuttgart-Göppingen ausgeführt und ruht auf Eisenbetonstützen von 1,15/0,70 m Querschnitt (vergl. Textabb. 4 und 5). Die Stützweite der Binder beträgt 25,60, der Abstand von Mitte zu Mitte Betonstütze 27,50 m (bei der Schiebebühne 28,00 m), die Binderabstände betragen 11,40 bzw. 13,20 m. Die Dachoberlichter sind mit senkrechten Wänden aufgesetzt und haben hölzerne Fenster. Der Schuppen ist mit zentraler Rauchabführung ausgerüstet (zwei Schornsteine mit 40 m Höhe und 1,20 m oberen lichten Durchmesser und ein Schornstein von 30 m Höhe und 1,00 m oberem lichten Durchmesser). Die Rauchkanäle sind aus hartgebrannten Backsteinen 12 cm stark gut vollfugig gemauert und besitzen nach dem Schornstein zu ansteigende Querschnitte von 80/80 cm, 80/100 cm, 80/120 und 80/150 cm, sie sitzen auf Eisenbetonunterzügen auf, deren Eiseneinlagen zum Schutz gegen Rauchgase mindestens 4 cm von Beton überdeckt sind. Der Boden der Rauchkanäle besteht aus in Lehm verlegten Spaltblendern, die Abdeckung aus Hourdis. Für die Reinigung sind Einsteigöffnungen und Rußabfallrohre vorgesehen. Die 50 cm weiten Rauchabzugstrichter und Rauchabzugsrohre sind aus 8 mm starkem Gußeisen, nach dem System Schwahl, Offenburg (Textabb. 5), die Trichterflügel, die quer zum Gleis in die Höhe gehen, aus starkem Siemens-Martinstahl hergestellt. Über der Achswechselgrube sind durchgehende Rauchkutten System Fabel, München, angeordnet. Die Dächer, mit Ausnahme des Verwaltungsgebäudes, haben 24 mm starke Holzschalung und sind mit zwei Lagen teerfreier Dachpappe gedeckt; das Verwaltungsgebäude hat eine Deckung mit Ludowici-Falzziegeln erhalten. Die innere Ausstattung ist einfach, jedoch der starken Beanspruchung entsprechend solid durchgeführt. Der Schuppen selbst ist im Innern nicht verputzt, sondern ausgefugt, was eine genügend helle Wandfläche ergibt. Die Kantine sowie alle Räume, in denen viel Wasser gebraucht wird (Waschräume, Aborte usw.), haben Plattenfußboden und Wandplättchenverkleidung auf etwa 1,60 m Höhe. Alle übrigen Räume, Büros und dergl. besitzen Holzfußboden und mit Leimfarbe in hellen Tönen gestrichene Wände. Die Büros, Aufenthaltsräume, die Kantine usw. haben Warmwasserheizung; die Werkstätten und Halle I des Lokomotivschuppens Niederdruckdampfheizung. Vorhanden sind je zwei Kessel für Warmwasser- und Niederdruckdampfheizung, außerdem zwei Warmwasserbereiter von je 3000 l Inhalt zur Versorgung der Waschräume und Bäder mit warmem Wasser. Die Baukosten betrugen:

| | |
|---|---|
| Für den Lokomotivschuppen . . | 900000,— ℛℳ |
| „ die Werkstätten . . . . . . | 190000,— „ |
| „ das Verwaltungsgebäude . . | 140000,— „ |
| zusammen . . | 1230000,— ℛℳ |

Der Kubikmeter umbauten Raumes des Lokomotivschuppens stellt sich auf 8,12 ℛℳ, ein Lokomotivstand auf rund 19000,— ℛℳ.

h) Das Bezirksmagazin ist als besonderes Gebäude in einer Entfernung von 22 m westlich des Verwaltungsgebäudes errichtet; es dient zur Aufbewahrung von Ersatzstoffen, Holz und Kohle. Er ist wie der Lokomotivschuppen in Backstein mit Klinkervormauerung ausgeführt. Die Baukosten betragen 60000,— ℛℳ.

**4. Gleisanlagen und Fahrbetrieb** (Abb. 2, Taf. 21).

Die Gleisanlagen des Lokomotiv- und Abstellbahnhofs umfassen etwa 19 km Gleis und 80 Weichen.

In den Abstellgruppen stehen Gleise mit insgesamt 1756 m Nutzlänge zur Verfügung, die Einzelnutzlängen betragen 105 bis 356 m. Die vorgesehene Erweiterung durch die Gleise 33 bis 37 wird die Nutzlänge um insgesamt 1300 m also auf rund 3050 erhöhen.

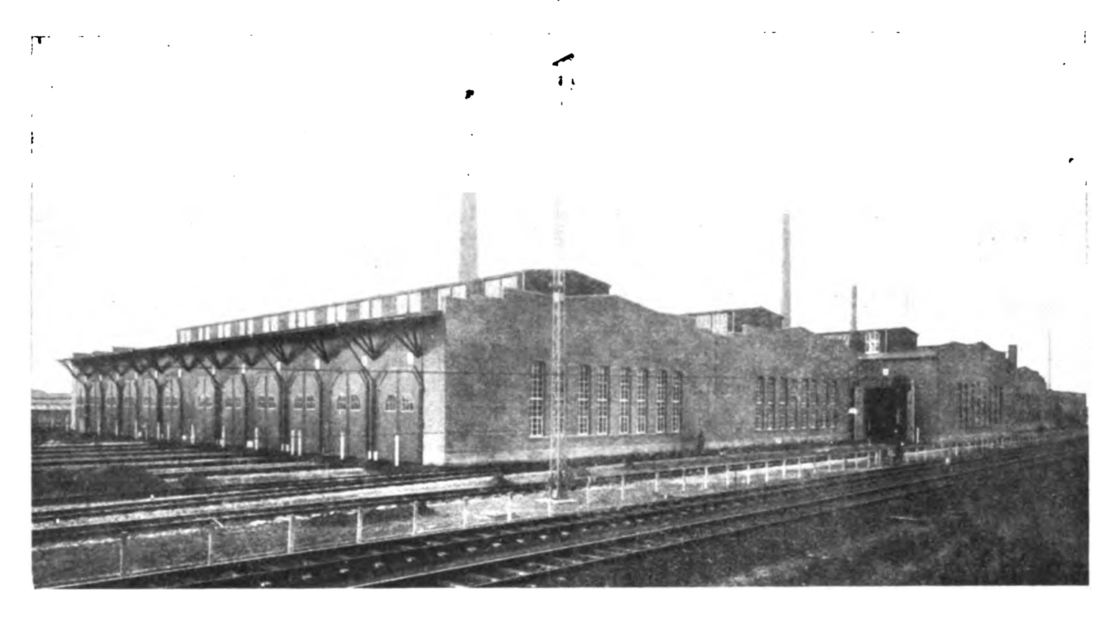


Abb. 3. Lokomotivschuppen von Nordosten gesehen.

Die Lokomotiv-Verkehrsgleise (1 und 40), welche die Verbindung mit dem bestehenden Bahnhof Heidelberg herstellen, münden bei den Weichen 97 und 126 in den Lokomotiv- und Abstellbahnhof.

Gleis 1 läuft am nördlichen Rande des Lokomotiv- und Abstellbahnhofs weiter als Gleis für einrückende Lokomotiven. Auf diesem verkehren die unmittelbar zum Lokomotivschuppen fahrenden Lokomotiven, die also keinerlei Behandlung erfordern. Gegen Westen reicht Gleis 1 bis über die Unterführung, zieht also entlang dem Lokomotivschuppen. Dieser

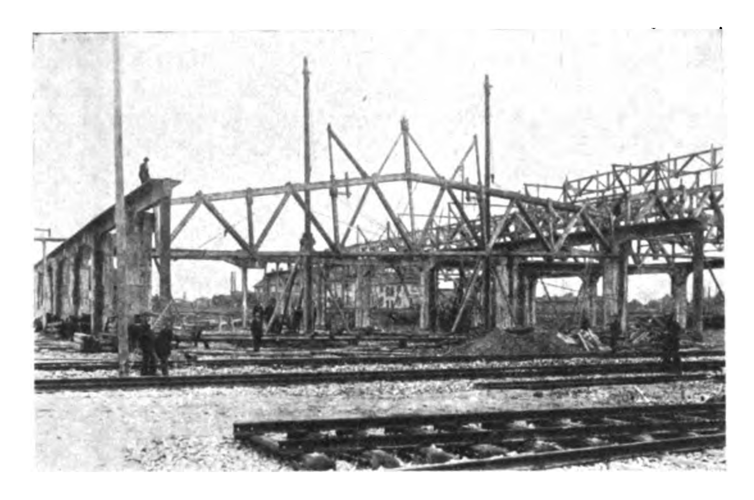


Abb. 4. Hochziehen eines Binders.

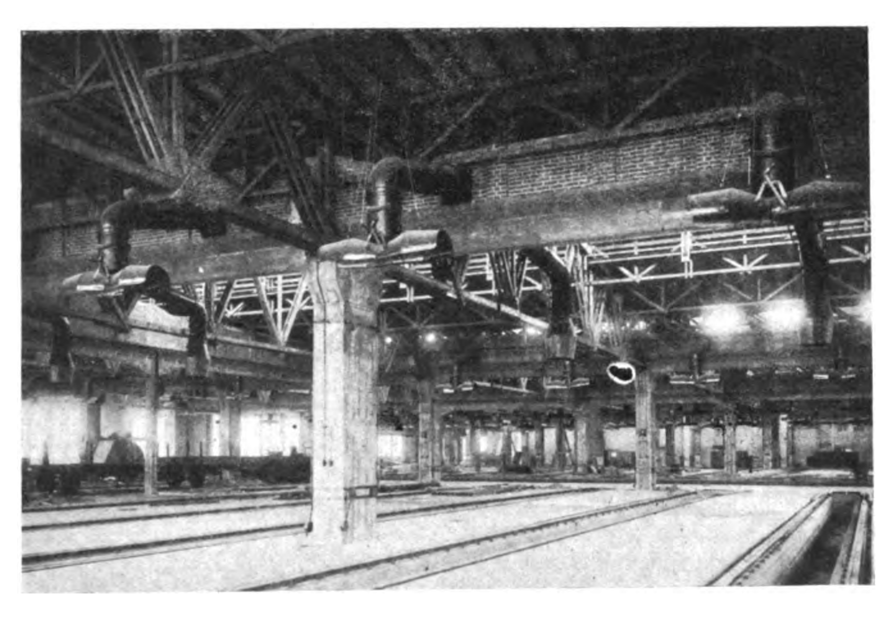


Abb. 5. Sammelrauchabführung nach System Schwahl.

westliche Teil des Gleises 1 dient als Abstell- und als Ladegleis für die Werkstätten und ist von Westen her mit Gleis 2 verbunden. damit auch von dieser Seite her die Verbindung mit dem Lokomotivschuppen hergestellt ist.

Südlich von Gleis 1, unmittelbar daneben läuft Gleis 40 weiter als Gleis für wendende Lokomotiven, die nur zur Drehscheibe (über die Weichen 60, 59 und Gleis 42) fahren und die Bekohlungs- und Entschlackungsanlagen nicht berühren.

Diejenigen Lokomotiven, welche die Bekohlungs- und Entschlackungsanlage benützen, fahren über die Weichen 96, 95, 94, 92, 91 in die Gleise 43 und 44 und von hier über die Gleise 66, 65, 58 zur Drehscheibe.

Die Kohlenwagen werden über die Weichen 95, 94, 92 in die Kohlenwagengleise 41 und 42 gestellt.

Von der Drehscheibe führt der Weg zum Lokomotivschuppen entweder über die Untersuchungsgrube und die Weichen 36, 35, 12, 11 oder über die Weichen 38, 37.

Lokomotiven, die nicht drehen, fahren von der Bekohlungs- und Entschlackungsanlage über die Weichen 53, 51, 39, 38, 37 zum Lokomotivschuppen.

Den Rückweg nehmen die Lokomotiven von der Drehscheibe aus über die Weichen 58, 65, 66, 67, Gleis 45, Weiche 126, Gleis 40 oder vom Lokomotivschuppen (Gleis 3 bis 15) aus über die Weichen 51, 52 und Gleis 45, oder vom Gleis für ausrückende Lokomotiven (16) südlich vom Lokomotivschuppen über die Weichen 14, 48, 50, Gleis 46, 45.

Gleis 13 dient westlich vom Lokomotivschuppen als Ladegleis für die Werkstätten und das Bezirkslager.

In der südlich vom Lokomotivschuppen angeordneten Gleisgruppe 1 (Gleise 17 bis 20) mit dem Ausziehgleis 20 werden Lokomotiven abgestellt, die zeitweise nicht im Lokomotivschuppen untergebracht werden können.

Die Gleisgruppe 2 (Gleis 25 bis 28) mit dem Ausziehgleis 38 dient zur Abstellung der Personenwagen, die hier auch gereinigt und neu versorgt werden. Dem gleichen Zwecke dienen die Gleise der Gruppe 3 (30 bis 32) mit größeren Nutzlängen. Neben den Gleisen dieser Gruppen sind Zapfstellen für Wasser, Gas und Preßluft vorgesehen.

Die Zufahrt zu den Gleisgruppen 2 und 3 erfolgt von Gleis 1 über die Weichen 97, 96, 95, 94, 93, 90, 89, 86, die Rückfahrt über die Weichen 86, 89, 90, 93, Gleis 45, Weiche 126 ins Gleis 40.

Im Gleis 48 (bei Stellwerk 3) wird der Hilfszug abgestellt.

Durch das nördlich der Schwetzinger Linie hinziehende Gleis 90 wird die Verbindung zwischen dem Lokomotiv- und Abstellbahnhof einerseits und dem Güter- und Rangierbahnhof anderseits hergestellt: es mündet bei Weiche 89 in den Lokomotiv- und Abstellbahnhof und bei Weiche 4 in den Güter- und Rangierbahnhof und dient zur Überführung der Übergabezüge zwischen diesen beiden Bahnhöfen.

Das Gleis des Kohlenkranes reicht vom östlichen Ende (der Erweiterung) des Kohlenlagers bis zur westlichen Entschlackungsgrube. Es hat eine Spurweite von 2,90 m und ist auf 4,00 m lange Holzschwellen gelagert; einzelne Schwellen. auf denen die elektrische Fahrleitung befestigt ist, sind 4,50 m lang. Innerhalb der Schienen des Krangleises liegt auf den gleichen Holzschwellen ein Kohlenwagengleis mit Regelspur.

Das Bunkergleis ist 100 m lang, hat einen Schienenabstand von 5,50 m und ist auf Grundmauern aus Beton gelagert.

Die Weichen werden von vier Stellwerken und, soweit sie die Verbindung mit dem Personenbahnhof vermitteln, durch die Blockstelle Mittelfeld der Hauptbahn Mannheim—Heidelberg bedient. Die vier Stellwerke sind reine Rangierstellwerke mit Umschlaghebeln, erbaut durch die Eisenbahnsignal-Bauanstalten Bruchsal. Die vier Stellwerkgebäude sind in gleichem Material wie der Lokomotivschuppen gebaut, das Obergeschoß ist verschalt und dunkelbraun gestrichen, das Dachgesims hellgrau. Das Dach ist mit Biberschwänzen in Doppeldeckung eingedeckt.

Der Fahrbetrieb innerhalb des Lokomotiv- und Abstellbahnhofs und der zwischen dem Lokomotiv- und Abstellbahnhof einerseits und dem alten Personenbahnhof bzw. dem Güter- und Rangierbahnhof andererseits wird durch eine besondere Dienstanweisung geregelt.

### 5. Zufahrten und Zugänge.

Eine Zufahrmöglichkeit zum Gebiet des neuen Lokomotiv- und Abstellbahnhofs ist von Norden her durch die Wegunterführung beim Verwaltungsgebäude gegeben. Diese Wegunterführung besteht aus einbetonierten Walzeisenträgern, die Gleise liegen mit Schotterbett darüber.

Ein eiserner Fußgängersteg, der bei der Drehscheibe über die Nebenbahn- und die Hauptbahngleise führt, soll den Bewohnern der dortigen Siedelung und den von der Stadt kommenden Bediensteten die Möglichkeit bieten, auf einem näheren Weg von Norden her in den Lokomotiv- und Abstellbahnhof zu gelangen.

Von Süden her (von der Eppelheimer Landstraße aus) führt ein nicht schienenfreier Fußweg in den Lokomotiv- und Abstellbahnhof. An diesem liegt der Bahnsteig für die Personalfahrten, die bis auf weiteres auf der Schwetzinger Linie verkehren.

### 6. Wasserversorgung, Entwässerung, Beleuchtung.

Das Trink- und Brauchwasser für die gesamten Bahnhofanlagen Heidelbergs wird bei der Station Kirchheim aus dem Grundwasser gepumpt, außerdem sind Quellen aus dem Königstuhlgebiet im dortigen Tunnel gefaßt. Das Wasser von beiden Gewinnungsstellen wird in die Rohrleitungen gepumpt, der Überschuß läuft in den im Güterbahnhof stehenden Hochbehälter, der 500 $m^3$ faßt. Auf diese Weise wird zur Zeit auch der neue Lokomotiv- und Abstellbahnhof teilweise versorgt; vorerst nur die östlich vom Lokomotivschuppen liegenden Anlagen, während der Lokomotivschuppen selbst und die weiter westlich liegenden Gebäude durch einen Anschluß an die städtische Wasserleitung gespeist werden. Nach Fertigstellung des besonderen, zur Zeit im Bau befindlichen Wasserturmes für den Lokomotiv- und Abstellbahnhof wird das ganze Gebiet des Lokomotiv- und Abstellbahnhofs mittels dieses neuen Behälters versorgt, und das städtische Wasser kann entbehrt werden. Dieser Wasserturm hat einen Behälter von 300 $m^3$ Fassungsraum und 27 m Wasserspiegelhöhe über Schienenoberkante Werkstätten- und Aufenthaltsräume für Rangierer und Bahnunterhaltungsarbeiter sind in Anbauten an den Turm und in den drei unteren Geschossen des Turmes selbst untergebracht.

Die Abwässer werden dem städtischen Leitungsnetz und durch dieses der städtischen Kläranlage zugeführt.

Zur Außenbeleuchtung des Lokomotiv- und Abstellbahnhofes sind 55 eiserne Lichtmaste aufgestellt.

### 7. Beamtenwohnungen.

Eine Wohnhäusergruppe mit drei Fünfzimmer-, sechs Vierzimmer- und sechs Dreizimmerwohnungen, in welchen Familien von den im Lokomotiv- und Abstellbahnhof beschäftigten Beamten des Bahnbetriebswerkes untergebracht sind, ist in der Nähe der Czernybrücke (Ecke Blücher- und Gneisenaustraße) erbaut worden.

Eine Eisenbahnersiedlung, deren Bau durch die Reichsbahn-Gesellschaft unterstützt wurde, liegt zwischen den unter 5. genannten Zugängen von Norden her und westlich von der Unterführung.

### 8. Kosten.

Die Gesamtkosten des neuen Lokomotiv- und Abstellbahnhofs einschließlich der maschinellen Einrichtungen belaufen sich auf rund 3,9 Millionen Reichsmark.

Im ganzen waren etwa 120 Unternehmungen und Handwerker an den Bauausführungen und Lieferungen beteiligt, davon einzelne mit mehreren Aufträgen.

## Der neue Lokomotiv- und Abstellbahnhof Heidelberg.

### II. Teil.

Maschinentechnische Anlagen und Einrichtungen.

Von Dipl.-Ing. **Fiedler**, Direktor bei der Reichsbahn.

Hierzu Tafel 21, 22 und Abb. 4 bis 7, Tafel 23.

Die am 1. Dezember 1927 stillgelegten Lok.behandlungsanlagen des Bahnhofs Heidelberg stammen in der Hauptsache aus dem Jahre 1862.

Es handelt sich um zwei ursprünglich getrennt betriebene Anlagen und zwar wurde der nördliche Teil von der ehemaligen Main-Neckarbahn und vom Jahre 1892 ab von der preußischen Eisenbahndirektion Mainz, der südliche Teil von der badischen Bahn betrieben. Erst im Jahre 1921 nach Errichtung der Deutschen Reichsbahn wurde auch der preußische Teil samt Lokomotiven, Betriebs- und Werkstättenpersonal von der RBD. Karlsruhe übernommen und von da ab zusammen mit dem badischen Teil als eine Anlage betrieben. Die mit den Zügen der Main-Neckarbahn nach Heidelberg kommenden Lok.en der Direktion Mainz kamen von diesem Zeitpunkt ab für das Bahnbetriebswerk Heidelberg nur noch als Wendelokomotiven in Betracht. Es braucht nicht besonders darauf hingewiesen zu werden, dass die durch die Gleise des Betriebsbahnhofs Heidelberg getrennten Teile der Lok.behandlungsanlage sowohl für den inneren Betrieb des Bahnbetriebswerks als auch für den Bahnhof Heidelberg selbst, der schon 1921 an den äußersten Grenzen seiner Leistungsfähigkeit angelangt war, Betriebsschwierigkeiten aller Art brachten, weil der größte Teil der von den Maschinenhäusern zu den Zügen und umgekehrt fahrenden Lok.en die Hauptgleise überqueren mußten. Und trotzdem sind verhältnismäßig wenig Unfälle vorgekommen und die alte Erfahrung, daß man auch auf veralteten und unzureichenden Anlagen bei tüchtigem gut eingeschultem Personal unverhältnismäßig hohe Leistungen bei sicherer Betriebsführung erreichen kann, ist insbesondere während der letzten Jahre in Heidelberg in einwandfreier Weise bestätigt worden.

Vor Eintritt in die Besprechung der neuen Anlagen ist es aus geschichtlichem Interesse angebracht, der Anordnung und Aufgabe der stillgelegten Anlagen als der Bauform, der bei den ehemaligen Badischen Staatsbahnen in Lauda, Karlsruhe, Offenburg usw. vorhandenen „Betriebswerkstätten" ein paar Worte zu widmen.

Die Aufgaben dieser Betriebswerkstätten ergaben sich aus dem noch bis zum Anfang dieses Jahrhunderts bei den badischen Bahnen scharf befolgten Grundsatz, daß alle Instandsetzungsarbeiten an Lokomotiven und Wagen bis auf die in der Hauptwerkstätte in Karlsruhe erfolgenden Großinstandsetzungen möglichst da ausgeführt werden sollen, wo sie aufkommen, so daß neben kleineren Instandsetzungsarbeiten alle äußeren und inneren Untersuchungen mit Ausnahme der gelegentlich von Großinstandsetzungen in der Hauptwerkstätte vorgenommenen Untersuchungen in den Betriebswerkstätten ausgeführt wurden, ein Verfahren, das besonders bei der eigentümlichen Gestaltung des badischen Eisenbahnnetzes für den Lokomotivbetrieb den Vorzug hatte, daß die Lok.en auf ein Mindestmaß an Zeit dem Betrieb entzogen, die Transportkosten für den Lauf der Lok.en von und zu den Werkstätten so klein wie nur möglich wurden und das Bahnbetriebswerk die für die Instandsetzung zur Verfügung stehenden

Arbeitskräfte bei den Reparaturlok.en einsetzen konnte, die für den Betrieb am dringlichsten nötig waren.

Die Grundform der Anlage zeigte ein Bild symmetrischer Anordnung zweier Langhäuser mit angebauten Werkstätten für Lokomotiv- und Wageninstandsetzung.

Die Drehscheibe war im Schnittpunkt der zu den Bahnhofgleisen senkrechten Symmetrieachse der Anlage mit der Längsachse der Maschinenhäuser eingebaut.

Die Zubringerwerkstätten (Dreherei, Schmiede usw.) samt den für die Leitung erforderlichen Büroräumen sowie die Wohnung des Vorstehers waren in einem besonderen Gebäude untergebracht, dessen Querachse mit der Symmetrieachse der Anlage zusammenfiel und das je nach den Platzverhältnissen und der Grösse des Werkes in einem kleineren oder grösseren Abstand von der Drehscheibe auf der dem Bahnhof abgewendeten Seite angeordnet war.

Das Einbringen der Lok.en und Wagen in die Werkstätten erfolgte in der Hauptsache über die Drehscheibe und Schiebebühne. Die Unterbringung der Zubringerwerkstätten in einem von den Richthallen für Lok.en und Wagen getrennten Gebäude entspricht nicht unseren heutigen Anschauungen über einen wirtschaftlichen Werkstättenbetrieb, aber die Anschauung über die Zweckmäßigkeit dieser Anordnung war derart eingewurzelt, daß wir die Grundform der früheren Betriebswerkstätten noch in dem anfangs 1909 in Betrieb genommenen Ausbesserungswerk Offenburg vorfinden. Die Aufgaben der Betriebswerkstätten bestanden, wie im vorstehenden schon angedeutet, in der Unterhaltung der ihnen zugeteilten Lokomotiven und Wagen bis auf die Großinstandsetzung der Fahrzeuge, die der Hauptwerkstätte und später den Ausbesserungswerken vorbehalten blieb. Neben den Fahrzeugen war ihnen noch die Unterhaltung der maschinenartigen Anlagen, wie Drehscheiben, Brückenwaagen, Krane, elektrische Beleuchtung der Bahnhöfe usw. in einem abgegrenzten Bezirk zugewiesen. Mit dem Ausbau der Ausbesserungswerke gingen die Untersuchungen, innere wie äußere, der Lok.en und alle umfangreicheren Unterhaltungsarbeiten der Personenwagen an diese über, so daß den zu Betriebswerkmeistereien umgestalteten Betriebswerkstätten lediglich die pflegliche Unterhaltung der Fahrzeuge zwischen zwei Hauptausbesserungen d. h. alle Zwischenausbesserungen verblieben.

Mit der Neuorganisation des Maschinendienstes bei der Reichsbahn blieben diese verminderten Aufgaben bestehen, die bisherigen Betriebswerkmeistereien erhielten die Bezeichnung Bahnbetriebswerk.

Die Aufgaben, wie sie dem Bahnbetriebswerk Heidelberg bis zu seiner Stillegung zugewiesen waren, wurden bei der Planung der neuen Lok.behandlungsanlagen zugrunde gelegt, dabei aber die aus der über kurz oder lang kommenden Elektrifizierung der Hauptlinie Basel—$\frac{\text{Mannheim}}{\text{Heidelberg}}$—Frankfurt sich ergebenden Änderungen besonders in der Ausgestaltung des Maschinenhauses berücksichtigt. Insbesondere mußten auch die Auswirkungen des kommenden elektrischen Betriebs auf der Hauptbahn bei der Ausgestaltung und Bemessung der Leistung der Bekohlungs- und Entschlackungsanlage aufs Eingehendste in Betracht gezogen werden.

Bei der derzeitigen Art der Verwendung der Lok.en laufen die Lok.en der Züge der Odenwaldbahn Mannheim—Würzburg, der Bahn Heidelberg—Neckargemünd—Jagstfeld—Heilbronn in der Hauptsache ab und bis Mannheim durch. Mit Einführung des elektrischen Betriebs auf der Hauptbahn wird Heidelberg Ausgangs- und Endpunkt dieser Dampflok.läufe. Die dadurch sich ergebende Mehrbelastung wird aber, was die Bekohlungs- und Entschlackungsanlagen betrifft, durch den Wegfall der Offenburger, Stuttgarter, Karlsruher, Mainzer und Frankfurter Lok.en, an deren Stelle elektrische Lok.en treten, mehr als ausgeglichen. Bei der Planung des neuen Lok.bahnhofs Heidelberg wurden die beschränkten Platzverhältnisse als außerordentlich störend empfunden, insbesondere nachdem eine neue Einschränkung der Längenausdehnung durch die nachträgliche Forderung des Betriebs auf Bahnsteiglängen von 450 m notwendig geworden war. Diese letzte Einschränkung gab Veranlassung zur Prüfung der Verlegung auf einen die freiere Ausgestaltung der Lok.behandlungsanlagen gewährleistenden Platz. Die Prüfung ergab jedoch die Unzweckmäßigkeit des Planes, weil die in Betracht kommenden neuen Plätze sehr lange Anfahrwege und wenigstens für die ersten Betriebsjahre schwierige Personalverhältnisse mit sich gebracht hätten. Man nahm deshalb die beschränkten Platzverhältnisse als das kleinere Übel in Kauf.

## Lokomotivbekohlung.

Die Ausgestaltung der Anlagen erfolgte unter dem Gesichtswinkel tunlichster Personalersparnis. Die Lokomotivbehandlungsanlagen liegen zwischen der Hauptbahn Heidelberg—Mannheim, der Bahn Heidelberg—Schwetzingen und dem Rangierbahnhof Heidelberg (siehe Abb. 2, Taf. 21) und reihen sich an das westliche Ende des neuen Betriebsbahnhofs an, mit dem sie wie jetzt mit dem alten Bahnhof zweigleisig verbunden sein werden.

Dem Betriebsbahnhof zunächst sind die Bekohlungs-, Besandungs- und Entschlackungsanlagen samt der Anlage zur Versorgung der Lok.en mit Speisewasser angeordnet (Abb. 2, Taf. 22). Auf diese folgt die Drehscheibe mit einer in deren Nähe angelegten Untersuchungsgrube für Lokomotiven, die den Lokomotivschuppen nicht berühren.

Die erwähnten beschränkten Platzverhältnisse bedingten eine möglichst gedrängte Anordnung der Bekohlungs- und Entschlackungsanlagen, und ermöglichten in betrieblicher wie wirtschaftlicher Hinsicht befriedigende Verhältnisse nur bei einer parallelen Anordnung der Fördereinrichtungen und Entschlackungsgruben und des Kohlenlagers. Damit war aber die Verwendung von Säulendrehkranen, die im Hinblick auf die nach der Elektrifizierung der Hauptbahn wesentlich verringerte Kohlenabgabe in erster Linie in Frage kamen, ausgeschlossen, wenn man nicht zeitraubende Fahrtrichtungswechsel der zu bekohlenden Lok.en mit der baulich einfacheren, bis zur Elektrifizierung aber betrieblich teuereren Anlage mit in Kauf nehmen wollte. Die Wahl fiel deshalb auf eine Anlage mit einem elektrisch betriebenen fahrbaren Greifer-Drehkran von 3500 kg Tragkraft und eine ebenfalls fahrbare Bunkeranlage mit zwei Taschen von je 60 t Inhalt (Abb. 1, Taf. 22 und Textabb. 6), eine Lösung, die noch den Vorteil einer einfachen Entleerung der Entschlackungsgruben und Bedienung der Besandungsanlage durch den Greiferkran bot. Der fahrbare Drehkran ist von der Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim geliefert worden, besitzt bei 12,2 m Ausladung, eine Rollenhöhe von 15 m und eine Hubhöhe von 18 m. Seine Spurweite beträgt 2,90 m. Für das Anheben der Last, das Drehen des Krans und die Fortbewegung sind besondere Motoren für Drehstrom 220/380 Volt vorgesehen, und zwar

1 gekapselter Hubwerksmotor mit etwa 36 PS
1 „ Drehwerksmotor „ „ 10 PS
1 „ Kranfahrmotor „ „ 9 PS

die dem Kran eine Hubgeschwindigkeit von rund 30 m/Min., eine Drehgeschwindigkeit von rund 100 m/Min. und eine Kranfahrgeschwindigkeit von 24 m/Min. erteilen können.

Das Hubwerk ist mit doppelten Lastseilen versehen und derart eingerichtet, daß der Motor bei Senken der Last abgekuppelt wird und bei allen Senkbewegungen still steht. Das Senken erfolgt zwei bis dreimal so schnell als das Heben. Die doppelten Lastseile bieten erhöhte Sicherheit und gute Last-

führung. Eine Differentialbremse sowie eine Stoppbremse dienen zum Festhalten der Last. Die Steuerungsorgane für die drei Motoren sind in dem Kranhaus handlich und übersichtlich eingebaut.

Um auch das Gewicht der beim Versagen der Bunkeranlage oder bei deren Außerbetriebsetzung infolge Ausbesserung unmittelbar an die Lok.en abgegebenen Kohlen feststellen zu können, ist auch der Drehkran mit einer Wiegevorrichtung ausgerüstet worden, bestehend aus einer im Kranhaus aufgestellten „Seilzugwaage" der Firma Mohr & Federhaff, deren Führung nach Umlauf der Probezeit und Erfüllung der gestellten Genauigkeitsbedingung zugelassen wird. Die Gewichtsangabe erfolgt durch ein außen am Kranhaus angebrachtes Zeigerblatt von 10 zu 10 kg.

Ausleger, Gegengewicht, Hubwerk, Drehwerk und Waage sind auf einer Grundplatte befestigt, die mit vier Stahlformgußdrehrollen auf dem Unterwagen ruht und durch dessen Königsstock zentrisch geführt wird. Der Unterwagen hat vier Laufrollen mit Stahlreifen sowie gefederte Puffer- und Zugvorrichtungen.

Der Betriebsstrom wird den Motoren durch einen Abnehmer aus einer dreipoligen, seitlich auf den verlängerten Holzschwellen des Krangleises befestigten Leitung zugeführt, die in einen mit Holz verkleideten Kanal eingebaut ist. Der Bedarf des Drehkrans an elektrischer Kraft für 100 m Fahrweg wurde mit 0,52 kWh gemessen. Für das Verladen einer Tonne Kohlen aus dem Wagen oder dem Lager in den Bunker werden 0,25 kWh und für das Ausladen aus dem Wagen auf das Lager 0,15 kWh verbraucht. Das Verladen einer Tonne Schlacke aus der Grube in den Wagen erfordert 0,2 kWh, das Verladen einer Tonne Lösche vom Boden in einen Wagen 0,12 kWh.

Die tägliche Fördermenge an Kohlen und Briketts beträgt durchschnittlich 190 t. Hiervon werden ungefähr 170 t mit dem Kran unmittelbar vom Wagen in die Bunkertaschen befördert. Der Rest geht zunächst auf das Lager, um dann von da bei geringer Zufuhr in die Bunker befördert zu werden.

Der Drehkran dient außer zur Förderung von Kohle und Briketts auch zur Verladung der täglich anfallenden 12,5 t Schlacken und 1,7 t Rauchkammerlösche, sowie zum Füllen des Behälters der Besandungsanlage mit Naßsand.

Neben dem Drehkran bildet die fahrbare Bunkeranlage (Abb. 6) einen für die Wirtschaftlichkeit des Betriebs wesentlichen Teil der Bekohlungsanlage; sie ist von der Maschinenfabrik Louis Nagel in Karlsruhe geliefert worden.

Die Abgabe von Kohlen und Briketts an die Lok.en mit Ausnahme der Tenderlok.en die ihre Brikette wegen deren Unterbringung im Führerhaus von Hand fassen, erfolgt ausschließlich durch die Bunker. Sie ermöglichen die Bekohlung von Tender- und Schlepptenderlok.en durchschnittlich in 9 Minuten gegenüber 14 und 23 Minuten bei der alten Anlage. Die Fahrbarkeit der Anlage gestattet die Entnahme von Kohlen aus dem Lager oder die Auffüllung des Lagers unter gleichzeitiger Bedienung der Bunker an jeder beliebigen Stelle des Lagers, ohne lange Kranwege, d. h. unter möglichst geringem Energieverbrauch für die Kranfahrten, und die Verlegbarkeit der Bekohlungsstelle bietet eine gewisse Gewähr gegen Überalterung der Lagerbestände.

Die Abmessungen der beiden Bunker für je 60 t Inhalt ermöglichen unter den derzeitigen Betriebsverhältnissen die Einschränkung des Kranbetriebs auf zwei Schichten in der Zeit von 6 Uhr bis 22 Uhr und die Versorgung der Lok.en mit Kohle und Briketten ausschließlich durch die Bunker in der Zeit von 22 Uhr bis 6 Uhr, wobei das ganze Abgabegeschäft von einem Mann besorgt wird. Die beiden Bunker ruhen zunächst auf U-Eisenrahmen, die von Wiegekonstruktionen getragen werden, die auf einem Eisengerüst gelagert sind; dieses läuft nach unten in zwei Stützen aus, deren Drucke durch zwei vollständige Unterwagen aufgenommen werden. Der Unterwagen der „Hauptstütze", die den größten Teil der Last der Bunker aufnimmt, besitzt acht paarweise in Wippgeschirre eingebaute Laufrollen aus bereiften Stahlkörpern, die zweite Stütze, die Hilfsstütze ist als Pendelstütze ausgebildet und ruht auf einem Unterwagen mit zwei Laufrollen, in dem das für die Standsicherheit des Bunkers erforderliche Gegengewicht eingebaut ist. Zum Antrieb wird ein zentral angeordneter Drehstrommotor für 25 PS Leistung 220/380 Volt, 50 Hertz verwendet, dessen Triebkraft durch Stirn- und Kegelradgetriebe der verschiedenen Belastung der Stützen entsprechend auf der Seite der Hauptstütze auf vier, auf der Seite der Pendelstütze auf zwei Laufrollen übertragen wird.

Die Antriebvorrichtung ist in der Motorstärke und Übersetzung derart bemessen, daß der Bunker in leerem Zustand

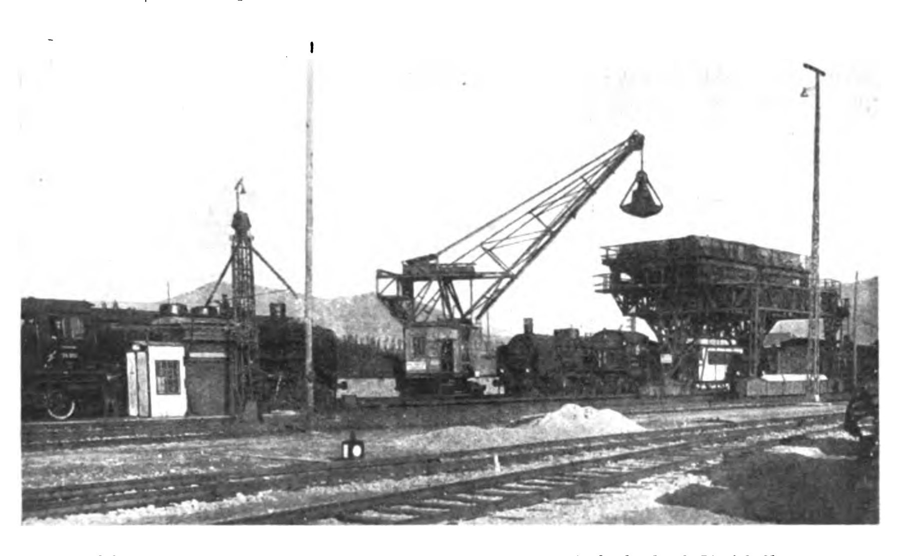


Abb. 6. Bekohlungsanlage im neuen Betriebsbahnhof Heidelberg.

mit einer Geschwindigkeit von etwa 1,5 km/h gefahren werden kann. Die Steuerorgane des Motors wie Anlasser, Widerstände usw. sind in dem Waaghäuschen untergebracht.

Der Abschluß der vier Bunkerausläufe wird durch halbkreisförmige, zwangläufig bestätigte Absperrschieber bewirkt, die mit den zum Überleiten der Kohlen und Brikette zu den Tendern eingebauten Schurren zusammen durch dieselbe Einrichtung bedient werden, so daß es ausgeschlossen ist, daß die Schurre bei geschlossenem Absperrschieber in der Fahrbahn des Fahrzeugs bleibt. Andererseits kann aber unabhängig von der zwangsläufigen Betätigung die Schurre in der Auslage während des Bekohlungsvorgangs den Tenderverhältnissen entsprechend gehoben und gesenkt werden.

Die Schurren und Absperrschieber werden jetzt von Hand bedient, elektrische Bedienung ist aber zur gebotenen Entlastung der Mannschaft bei rasch hintereinander folgenden Bekohlungen in Aussicht genommen.

Die beiden Bunkertaschen haben je eine besondere eichfähige Wiegevorrichtung mit Laufgewichtsbalken, Kartendruckapparat zum Abdruck des jeweils ermittelten Gewichts mit einer Wiegefähigkeit von 60000 kg und einer Tragfähigkeit von 75000 kg.

Die beiden Waagen sind in einem gemeinsamen Wellblechhaus zusammen mit den Steuerorganen des Antriebsmotors der Fahrvorrichtung eingebaut, das auf dem Unterwagen der Hauptstütze ruht. Das Gewicht einer abgegebenen Kohlen-

oder Brikettmenge wird als Unterschied des Gewichts des Bunkers vor und nach der Abgabe ermittelt, so daß jeweils zwei Abwiegungen erforderlich sind.

Dem Fahrmotor wird die elektrische Energie durch eine dreipolige Schleifleitung aus Rundkupfer zugeführt, die mit einer dreiseitig geschlossenen, begehbaren Holzverschalung umgeben ist.

Um die beiden Bunker ist ein Laufsteg herumgeführt, zu dem man mittels einer an der Hilfsstütze angebrachten Leiter gelangen kann und der ermöglicht, die Bunker, ihren Inhalt und die Wiegevorrichtung einer bequemen Prüfung zu unterziehen.

Zur Bedienung der Anlage werden in drei Schichten sieben Kohlenlader beschäftigt; sie sind hauptsächlich zum Stapeln der Brikette in den Wagen, zum vollständigen Entleeren der Kohlenwagen, zur Mithilfe beim Greifen von Lösche und Schlacke und zur Abgabe von Kohlen und Brikette aus dem Bunker erforderlich. Die Aufsicht über diese Leute übt ein Obmann aus, der außerdem die Beförderung von Schlacken und Lösche zu veranlassen hat und dem außerdem die Aufsicht über die Feuerleute übertragen ist. Seine Arbeitskraft wird nur etwa zur Hälfte für die Bekohlungsanlage in Anspruch genommen. Der Drehkran wird in zwei Schichten von 6 Uhr bis 22 Uhr von zwei Obermaschinisten*) bedient. Nachts arbeitet der Kran nicht, weil beim derzeitigen Betriebe eine Bunkerfüllung von 22 Uhr bis 6 Uhr ausreicht.

Im regelmäßigen Betriebe legt der Kran durchschnittlich täglich 280 m zurück, verbraucht also im Jahr $0{,}52 \times 2{,}8 \times \times 365 =$ rund 530 kWh für das Kranfahren. Für das Verladen der Kohle stellt sich der Jahresverbrauch an elektrischer Energie auf $0{,}25 \times 170 \times 365$ kWh $= 15500$ kWh. Das Verladen von täglich 20 t Kohle vom Wagen auf das Lager und von dort in den Bunker erfordert jährlich $0{,}4 \times 20 \times 365 = = 2820$ kWh und der Energieaufwand für das Verladen der Schlacken aus den Gruben in die Wagen beträgt im Jahr rund $0{,}2 \times 12{,}5 \times 365 = 900$ kWh, derjenige für Verladen der jährlich aufkommenden Lösche $0{,}12 \times 1{,}7 \times 360 =$ rund 73 kWh.

Der gesamte Stromverbrauch im Jahr für die Förderung der Kohlen in die Bunker und auf Lager, der Schlacken und Lösche aus den Gruben in die Wagen beträgt also 19843 kWh. Unter Berücksichtigung der Sandbeförderung und der erforderlichen Beleuchtung sowie der unvermeidlichen Unregelmäßigkeiten des Betriebs kann der jährliche Stromverbrauch mit 20000 kWh in die Rechnung eingesetzt werden.

Die Anlagekosten betragen:

| | | |
|---|---|---|
| a) | Drehkran einschließlich Wiegeeinrichtung und Ersatzgreifer, Schleifleitung und Aufstellung | 53845 RM |
| b) | Bunker einschließlich Gleisanlage, Wiegevorrichtung, Schleifleitung u. Aufstellung | 92140 „ |
| c) | Lieferung und Verlegung des Stromzuführungskabels und Tiefbauarbeiten | 4584 „ |
| | Gesamtkosten | 150569 RM |

Zu diesen Gesamtkosten treten noch die Beschaffungskosten der Aushilfseinrichtungen, die beim Schadhaftwerden und bei den infolge Abnützung sich ergebenden Ausbesserungen erforderlich werden. Zur Aushilfe soll der vorhandene fahrbare Dampfgreiferkran mit 3500 kg Tragkraft, der bei der alten Anlage zeitweise zum Ausladen eingesetzt wurde, verwendet werden.

Unter der Annahme, daß dieser Kran zur Aushilfe einschließlich Zu- und Abgang 30 Tage im Jahr nötig sein wird, kommt $^1/_{12}$ seiner 26000 RM betragenden Beschaffungskosten $= 2170$ RM als Zuschlag zu den Anlagekosten der neuen Anlage in Betracht, so daß sich die zu verzinsenden und zu tilgenden Anlagekosten auf 152739 RM belaufen.

Die jährlichen Betriebskosten berechnen sich:

| | | |
|---|---|---|
| a) | Löhne für sieben Kohlenlader | 17778 RM |
| b) | Lohnanteil des Obmanns | 1318 „ |
| c) | Gehälter der beiden Kranführer | 7200 „ |
| d) | Stromkosten für 20000 kWh je 0,10 RM | 2000 „ |
| e) | Sonstige Betriebsstoffe | 300 „ |
| f) | Betriebsfähige Instandhaltung der Anlage | 1505 „ |
| g) | Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals (12%) | 18328 „ |
| | insgesamt | 48429 RM |

Was die Betriebskosten der Aushilfseinrichtung betrifft, so können diese außer dem Betrag für Verzinsung und Tilgung des Anteils der Beschaffungskosten des Dampfgreiferkrans außer Acht gelassen werden, weil diese Kosten durch Wegfall der Kosten für Personal, Strom und sonstige Betriebsmaterialien des außer Betrieb gesetzten Krans im großen und ganzen wettgemacht werden.

Die mit Inbetriebnahme der neuen Anlage außer Betrieb gesetzte alte Anlage bestand aus drei Säulendrehkranen mit elektrischem Hubwerk von 1500 kg Tragkraft mit je zehn Stück fahrbaren Kippkübeln. Von den drei Kohlenladekranen waren stets zwei im Betrieb und einer in Bereitschaft. Die Kohlen wurden von Hand teils unmittelbar vom Kohlenwagen, teils aus dem Lager in die Kübel gefüllt, die vom Kran gehoben, geschwenkt und unter Mithilfe des Lokomotivpersonals auf die Tender ausgekippt wurden. Zur Füllung des Kohlenlagers stand der erwähnte Dampfgreiferkran von 3500 kg Tragkraft zur Verfügung. Der Kran war nicht ausschließlich für diesen Zweck bestimmt, sondern wurde auch bei Bedarf verfahren und zu anderen Zwecken benützt. Seine Anschaffungskosten können, entsprechend seiner vielseitigen Verwendung, etwa zu $^1/_5$ für die Lokomotivbekohlung in Rechnung gesetzt werden.

Es wurden im alten Bahnhof durchschnittlich täglich 130 t Kohlen abgegeben und 10 t von Hand auf Lager genommen, also insgesamt 140 t umgeschlagen. Der Stromverbrauch der Säulendrehkrane stellt sich für das Verladen von 1 t Kohle auf 0,04 kWh. Der ungefähre Jahresverbrauch war also $130 \times 0{,}04 \times 360 = 1900$ kWh. Unter Berücksichtigung der erforderlichen Beleuchtung und der normalen Betriebsschwankungen kann der durchschnittliche Jahresverbrauch an Strom zu 2000 kWh angenommen werden. Der Dampfkran verbrauchte für das Kohlenverladen jährlich $\sim 9000$ kg Kohlen.

Zur Bedienung der Anlage waren 16 Kohlenlader und ein Materialaufseher nötig.

Die Anlagekosten für die drei Krane samt Ausrüstung und Fundament betrugen:

| | | | |
|---|---|---|---|
| a) | 3 Kohlenladekrane | $3 \times 2960 =$ | 8880 RM |
| b) | 30 Kippkübel | $30 \times 206{,}5 =$ | 6195 „ |
| c) | 3 Kranfundamente | $3 \times 1000 =$ | 3000 „ |
| d) | Kostenanteil aus der Beschaffung des Dampfgreiferkrans | $^1/_5 \times 26000 =$ | 5200 „ |
| | Gesamtanlagekosten | $=$ | 23275 RM |

Die Betriebskosten setzen sich zusammen:

| | | |
|---|---|---|
| a) | Löhne der 16 Kohlenarbeiter | 40635 RM |
| b) | Lohn des Materialaufsehers | 3712 „ |
| c) | Lohn der Dampfkranbedienung ($^1/_5$ Jahreslohn) | 508 „ |
| d) | Stromkosten 2000 zu 0,10 RM | 200 „ |
| e) | Brennstoff für den Dampfkran | 280 „ |
| f) | Sonstige Betriebsmittel | 180 „ |
| g) | Betriebsfähige Unterhaltung der Anlage | 232 „ |
| h) | Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten 12% | 2793 „ |
| | Gesamtbetriebskosten | 48540 RM |

*) Die Verwendung von Obermaschinisten erfolgt ausnahmsweise, weil die beiden Leute durch den Rückgang des Hafenverkehrs in Mannheim überzählig wurden. Bei ihrem Abgang werden sie durch Arbeiter ersetzt werden.



Die Betriebskosten der alten und neuen Bekohlungsanlage sind ungefähr gleich groß und da es sich in der alten Anlage um einen täglichen Umschlag von 140 t, in der neuen um einen solchen von 190 t handelt, so berechnen sich die Umschlagskosten je Tonne auf 0,95 *RM* und 0,70 *RM* d. h. die alte Anlage arbeitete ca. 35% teuerer als die neue.

In Wirklichkeit liegen aber die Verhältnisse für die neue Anlage noch günstiger, weil man bei einem Vergleich der Wirtschaftlichkeit beider Anlagen berücksichtigen muß, daß der Kran der neuen Anlage neben der Kohlenabgabe noch zum Verladen der anfallenden Schlacke und Rauchkammerlösche dient. Dieses Geschäft besorgten bei der alten Anlage zwei Arbeiter mit einem Jahreslohn von 5100 *RM*, die der neuen Anlage gutgeschrieben werden müssen. Zieht man den Betrag von den Betriebskosten der neuen Anlage ab, so verringern sich diese auf 43329 *RM* und die Umschlagskosten je Tonne auf 0,62 *RM*, d. h. die neue Anlage schlägt 1 t Kohlen 51% billiger als die alte Anlage um.

Nimmt man an, es wäre im Hinblick auf die kommende Elektrifizierung eine in den Anlagekosten billigere Anlage mit Säulendrehkranen gewählt worden, die wegen der Überteuerung etwas höhere Anlagekosten als die alte Anlage aber wohl die gleichen Betriebskosten wie diese erfordert hätte, so würden gegenüber der vorhandenen neuen Anlage Mehrausgaben von $190 \times (0{,}95 - 0{,}63) \times 365 = \sim 22000$ *RM* entstanden sein, die als Betriebsgewinn der neuen Anlage angesehen werden können. Würde dieser Gewinn zur Tilgung des Anlagekapitals neben dem in die Betriebskostenrechnung eingesetzten Betrag von $0{,}05 \times 152739 = 7637$ *RM* verwendet, so wäre das Anlagekapital der neuen Anlage bei 7% Verzinsung und einer jährlichen Abschreibung von $7637 + 22000 = \sim 30000$ *RM* in 6,5 Jahren getilgt.

Nach diesem Zeitraum würden sich die Betriebskosten unter sonst gleichen Verhältnissen um den für Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals eingesetzten Betrag von ~ 18000 *RM* und damit auf ~ 25000 *RM* verringern, so daß sich die Menge der täglich umgeschlagenen Kohlen auf 115 t vermindern könnte, ohne daß sich die Kosten für die Abgabe bzw. den Umschlag einer Tonne Kohlen gegenüber den derzeitigen Umschlagskosten von 0,63 *RM*/t erhöhen würden.

**Preßluftbesandungsanlage** (Abb. 7, Taf. 23).

Die günstigen Erfahrungen, die mit den Preßluftbesandungsanlagen in Hausach und Karlsruhe Rbf. gemacht wurden, sowie die Möglichkeit der Ausnützung des Kohlengreiferkrans für die Beförderung des Naßsandes sprechen für die Beschaffung einer Besandungsanlage der gleichen Bauart für das Betriebswerk Heidelberg und Anordnung der Anlage unmittelbar westlich der Entschlackungsgruben zwischen den beiden Grubengleisen. Die Anlage ist zweiseitig ausgeführt, so daß zwei Lokomotiven gleichzeitig und unabhängig voneinander Sand fassen können. Sie ist von der Firma Louis Nagel in Karlsruhe geliefert worden und besteht aus dem Naßsandbehälter mit ~ 2,5 $m^3$ Inhalt, der nach oben durch eine mittelst Handwinde verfahrbares Wellblechdach abgedeckt ist, nach unten gegen das Sandsieb durch drei Querschieber abgeschlossen ist, ferner aus dem darunter angeordneten Sandsieb und dem Trockensandbehälter mit 1,5 $m^3$ Inhalt, der nach unten in zwei pyramidenförmig ausgestaltete Böden mit Rohrstücken ausläuft. Unmittelbar unter diesen Boden sind zwei zylindrische Druckgefäße von 0,5 $m^3$ Inhalt mit kegelförmigen Abschlußdeckeln angeordnet, in deren obere Abschlußdeckel in der Längsachse des Gefäßes Preßluftleitungen eingeführt sind. Außerdem sind in die Abschlußdeckel etwas seitlich verschoben nach oben trichterförmig endigende Sandfüllstutzen angegossen, die in die Abflußrohre der Trockenbehälter hineinragen und mit Abschlußschieber versehen sind.

Die unteren Abschlußdeckel setzen sich in die im Bogen nach oben geführte Steigrohre fort, die in die Sandverteilungskasten einmünden. Am Kasten sind ausziehbare und seitlich verstellbare Auslaufrohre angebracht. Zur Trocknung des Sandes im Trockenbehälter ist ein kleiner Ofen vorgesehen, dessen Rauchgase durch in den Trockenbehälter eingebauten Röhren ziehen, wobei ihre Wärme an den Sand abgegeben und die dann durch einen kleinen Blechkamin nach außen abgeführt werden.

Naß- und Trockensandbehälter mit Sieb, die beiden Druckgefäße und der Ofen sind in einem Wellblechhäuschen untergebracht, die Steigrohre und die Verteilkasten mit den Ablaufrohren an einem vor dem Häuschen aufgestellten Gittermast befestigt.

Die Preßluft wird entweder dem Preßluftrohrnetz des Betriebswerks oder dem Hauptluftbehälter der zu besandenden Lok.en entnommen und ihr Druck durch ein vor die Druckgefäße geschaltetes Druckverminderungsventil auf 3 atü verringert.

Zum bequemen Besteigen der Lok.en zwecks Einführen der Ablaufrohre in ihre Sandkästen durch die Heizer, sind Leitern vorgesehen, die mit den Abschlußschiebern im Sandeinlauf der Druckgefäße derart verbunden sind, daß die Schieber durch das Anlegen der Leiter an die Lok.en verschlossen werden. Nachdem das Ablaufrohr angelegt, öffnet der Heizer das Einlaß(reduzier)ventil und die Preßluft strömt in das Druckgefäß und preßt den Sand durch das Steigrohr in den Verteilkasten, von wo er durch das Ablaufrohr in den Sandkasten abfließt. Ist der Sandvorrat der Lokomotive ergänzt, so schließt der Heizer das Ventil, das so eingerichtet ist, daß in geschlossenem Zustand die im Druckgefäß befindliche Preßluft ins Freie strömen läßt. Durch Zurücklegen der Leiter in ihre Grundstellung wird der Abschlußschieber im Sandzulauf des Druckgefäßes geöffnet und das Druckgefäß kann sich wieder auffüllen. Die Dauer der Besandung schwankt je nach Menge des übernommenen Sandes zwischen drei und sechs Minuten (bei Lok.en mit zwei Sandkästen sechs bis acht Minuten). Betrieb und Unterhaltung der Anlage sind billig, denn die für eine Besandung verbrauchte Druckluft entspricht der Menge des abgegebenen Sandes, schwankt dementsprechend zwischen 0,1 bis 0,3 $m^3$. Das Brennmaterial ist mit 35 bis 40 kg Kohle je getrockneten Kubikmeter Sand ermittelt worden.

Die Bedienung des Feuers und Sandsiebes erfordert täglich etwa eine Arbeitsstunde zu der noch der Zeitaufwand des Krans zum Füllen des Naßsandbehälters kommt, das alle zwei bis drei Tage erforderlich wird und nicht mehr als höchstens zehn bis zwölf Minuten beansprucht, da ja Naßsandlager und Besandungsanlage beieinander und in unmittelbarer Nähe von Kran und Bunker liegen, so daß lange Fahrwege zum Füllen des Naßsandbehälters nicht nötig werden.

**Entschlackungsanlage.**

Nach Ergänzung des Sandvorrats rücken die Lok.en zunächst zur Reinigung der Rauchkammer bis zur muldenförmigen Löschgrube und dann zur Entschlackungsgrube (Abb. 4 bis 6, Taf. 23) vor, wo die während der Fahrt im Feuer entstandenen Schlacken herausgearbeitet werden und durch die Öffnung des Kipprostes und der Bodenklappen in die mit Wasser gefüllte Entschlackungsgrube fallen.

An das nördliche Gleis der beiden Entschlackungsgruben sind noch kurze Putzgruben angebaut, die sich bei der Entschlackung der Lok.en ohne Kipprost als nötig erwiesen, weil bei diesen die Schlacken nur von Hand vollständig aus dem Aschkasten entfernt werden können und der Feuermann diese Arbeit nur von der Grube aus verrichten kann.

Die Gruben sind zwischen den Schienen der Gleise mit herausnehmbaren, für das Durchlassen der größten Schlackenstücke geeigneten Gittern, und zwischen den Gleisen selbst mit leicht beweglichen, auf Rollen gelagerten zweiteiligen Abdeckungen versehen, die als Schutz für das Personal dienen und dem Lok.personal außerdem ermöglichen, während der Entschlackung auch die Triebwerkteile der Lok.en auf der Grubenseite zu untersuchen und abzuölen (Textabb. 7). Beim Entleeren der Gruben von Schlacken mittelst des Greiferkrans werden die Abdeckungen nach beiden Seiten auseinandergezogen, so daß die ganze Grube zwischen den Gleisen für die Greiferarbeit freiliegt.

Zur Zeit werden täglich 80 bis 90 Lok.en auf ihrem Weg zum Lokschuppen betriebsfähig hergerichtet, während etwa 20 Lok.en lediglich bekohlt, besandet, entschlackt und mit Wasser versorgt werden, um sofort wieder in den Betriebsbahnhof zur Weiterfahrt zurückzukehren.

Die Leistungsfähigkeit der Bekohlungs-, Besandungs- und Entschlackungsanlage als Ganzes betrachtet, hängt von der Leistungsfähigkeit der Entschlackungsanlage ab, weil der durchschnittliche Zeitaufwand für Bekohlung und Besandung einer Schlepptender- oder Tenderlokomotive neun und fünf

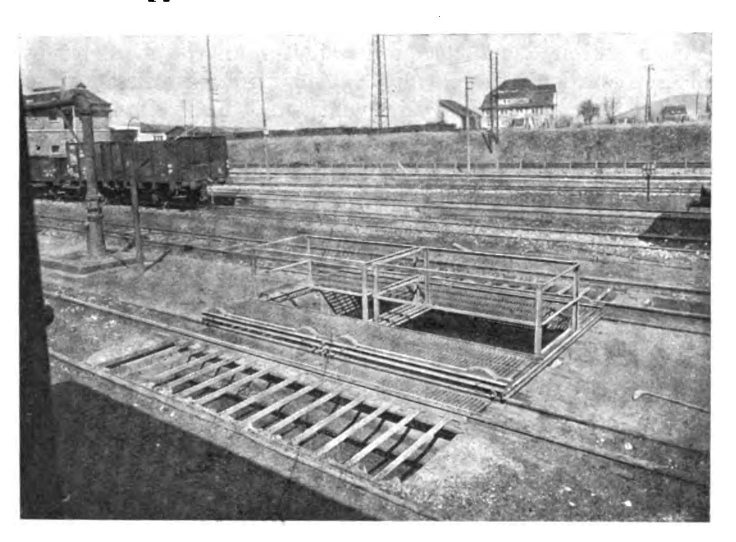


Abb. 7. Abdeckung der Entschlackungsgrube.

Minuten beträgt, die Entschlackung dagegen aber 28 Minuten im Durchschnitt erfordert, wobei in dieser Zeit auch die Rauchkammerreinigung und die Versorgung mit Wasser inbegriffen ist, die während der Entschlackung mittelst eines der an den Entschlackungsgruben aufgestellten Wasserkrane von 5 m³/Min. Ergiebigkeit erfolgen kann. Es könnten somit unter Ausnützung der beiden zweigleisigen Entschlackungsgruben $\frac{4.60.24}{28} = \sim 206$ Lok.en bei gleichmäßig auf den Tag verteiltem Anrollen im 24stündigen Betrieb bekohlt, besandet und entschlackt werden.

Die gesamte Zeitdauer für ein ungehindertes Bekohlen, Besanden, Rauchkammerreinigen und Entschlacken einer Schlepptenderlok. beträgt $\sim 45$ Minuten, vom Anfahren an den Bunker bis zum Wegfahren von der Entschlackungsgrube gerechnet.

Im Vergleich mit der alten Anlage, bei der diese Geschäfte bei einer Schlepptenderlok. auf 25 Minuten für Bekohlung, 20 Minuten für Besandung und 40 Minuten für Entschlackung, Rauchkammerreinigung und Versorgung mit Wasser, d. h. insgesamt auf 85 Minuten beliefen, ergibt sich ein Zeitgewinn von $\sim 90\%$.

Wenn auch nun ein Teil der gewonnenen Zeit durch die längeren An- und Abfahrwege und das umständliche Ein- und Ausrücken über die Schiebebühne aufgezehrt wird, so wird man doch mit einem ansehnlichen Gewinn an Zeit für Lok.en und Personal rechnen können, den man aber zahlenmäßig nur an Hand einer neuen, die kürzeren Abrüstungszeiten ausnützenden Diensteinteilung von Lok.en und Personal wird ermitteln können.

Die Personalersparnis im Betriebe der vorbesprochenen neuen Anlage ist beträchtlich. Betrug doch bei der alten Anlage die Zahl der Kohlenlader 16, die der Feuerleute 18 Tagewerksköpfe, wozu noch für das Verladen der Schlacken und Rauchkammerlösche zwei weitere Tagewerksköpfe hinzukommen, so daß die ganze in Betracht kommende Belegschaft 36 Tagewerksköpfe betrug, während die neue Anlage einschließlich der beiden Kranführer 21 Tagewerksköpfe, darunter sieben Kohlenlader und zwölf Feuerleute erfordert, was einer Einsparung von $\sim 42\%$ entspricht.

## Maschinelle Ausstattung des Lokomotivschuppens, Drehscheibe, Schiebebühne.

Den Weg zum Lok.schuppen nehmen die Lok.en, wenn erforderlich, über die Drehscheibe. Die Drehscheibe hat 23 m Durchmesser und ist nach der Gelenkbauart für 350 t

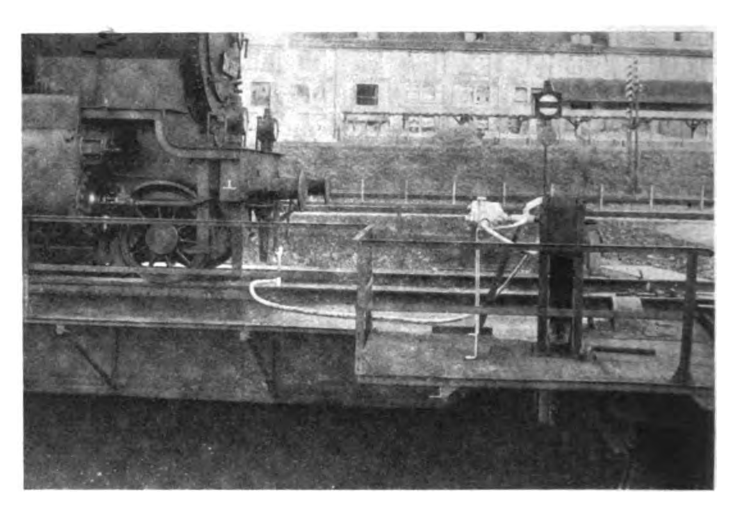


Abb. 8. Behelfsantrieb der Drehscheibe beim Versagen des elektrischen Antriebs.

Belastung von der Firma Joseph Vögele in Mannheim ausgeführt. Statt der zur Zeit bei Gelenkdrehscheiben allgemein angewendeten Kugel- oder Walzenlager ist als Traglager des Königsstocks ein Gleitlager verwendet, das in Beschaffung und Unterhaltung billiger und auch betriebssicherer als ein Kugel- oder Walzenlager ist, und das sich bis jetzt gut bewährt hat. Die Triebkraft des elektrischen Antriebs rührt von einem Drehstrommotor von 13,5 PS., 220/380 Volt her, dem der Strom über den Königsstock zugeführt wird.

Statt des Handkurbelantriebs für Notfälle ist behelfsmäßig eine ausgemusterte Preßlufthandbohrmaschine eingebaut worden (Textabb. 8), die unmittelbar mit der Welle des Handantriebs gekuppelt an die Bremsleitung angeschlossen ist, und mit Preßluft aus dem Hauptluftbehälter der zu drehenden Lokomotive betrieben wird und so ermöglicht, beim Versagen des elektrischen Antriebs die Lokomotiven zwar etwas langsamer — eine volle Umdrehung erfordert sechs Minuten gegenüber ½ Minute bei elektrischem Antrieb — aber ohne Zuhilfenahme teuerer Arbeitskräfte zu drehen.

Im Lokomotivschuppen (Abb. 1, Taf. 21) sind 46 Lokomotivstände zu 25 m Länge untergebracht, so daß bis zu 60 Lokomotiven der verschiedenen Bauarten gleichzeitig hinterstellt werden können. Der Schuppen besteht aus fünf rechteckigen Hallen, von denen die Halle III zur

Aufnahme der Schiebebühne ausgestaltet ist. Die Halle I und II dienen hauptsächlich zum Kesselwaschen und Instandsetzen der Lok.en, die Hallen IV und V zum Hinterstellen der Lok.en und des Hilfszuges.

Die Halle I als eigentliche Instandsetzungshalle ist im Hinblick auf die kommende Elektrifizierung der Hauptbahn zur Aufnahme eines 15-Tonnenkrans für Herausnahme von Motoren und Transformatoren der elektrischen Lok.en mit 15 m Hakenhöhe in ihrem mittleren Teil auf die Länge von ~ 12 m erhöht ausgeführt (Textabb. 10). In dieser Halle sind die Kesselauswaschanlage sowie die Achswechselwinde eingebaut und im nördlichen Teil die für den Lok.betriebsdienst erforderlichen Büroräume (Lok.leitung) zu ebener Erde untergebracht.

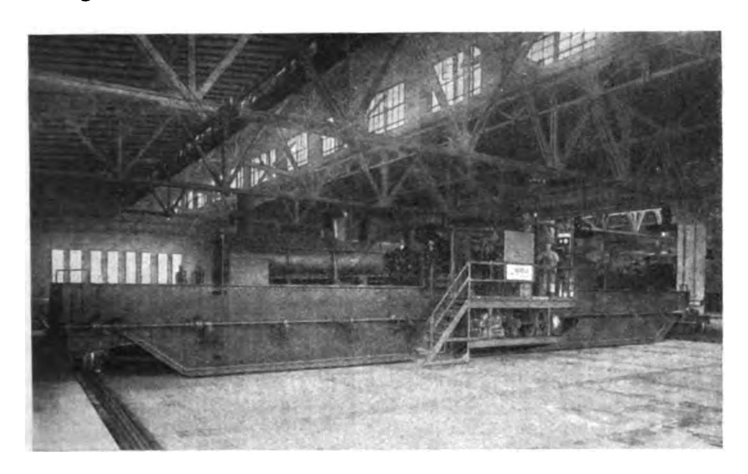


Abb. 9. Schiebebühne im neuen Lokomotivschuppen.

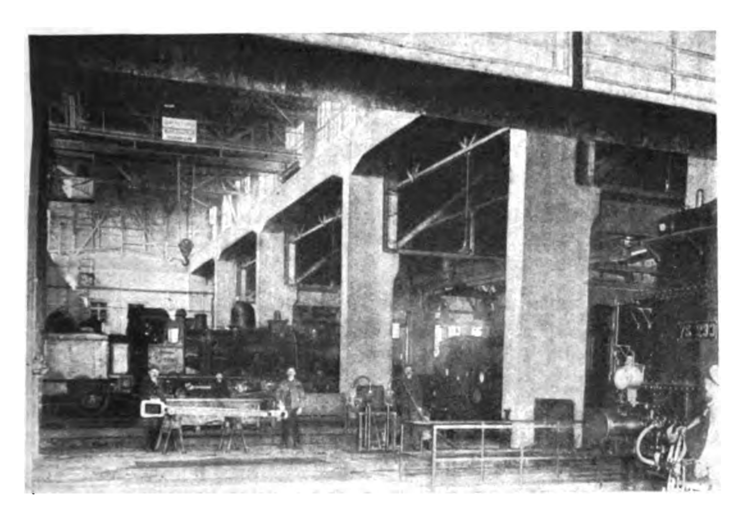


Abb. 10. Kranen im neuen Lokomotivschuppen.

An den Lok.schuppen schließt sich nach Westen der Werkstättenbau an, in dem die mechanische Werkstätte, die Schlosserei, Schmiede, die Ölabgabe und das Handmagazin untergebracht sind, so daß der Zeitaufwand für das Herbeiholen der bei der Instandsetzung der Lok.en erforderlichen Geräte und Stoffe auf ein Mindestmaß beschränkt wird. In der mechanischen Werkstätte (Textabb. 11) sind die zur pfleglichen Unterhaltung (Zwischenausbesserungen) bei dem heutigen ausgedehnten Ersatzteilbetrieb noch erforderlichen Werkzeugmaschinen aufgestellt, darunter eine Radsatzdrehbank und eine Achsschenkelschleifmaschine. Des weiteren ist die mechanische Werkstätte mit einem Laufkran von 5 t Tragkraft versehen. Westlich der mechanischen Werkstätte ist die Kupferschmiede mit den Einrichtungen für Lagerausgießen sowie die elektrische Werkstätte mit zugehörigem Stofflager eingerichtet. Die Ölabgabe ist mit den für einen wirtschaftlichen und möglichst verlustlosen Betrieb erforderlichen Einrichtungen versehen. Die Ölzufuhr erfolgt in Fässern vom Lok.schuppen aus, wo die Eisenbahnwagen bis zur Luke des Füllraums herangefahren werden können. In dem zweiten Querbau ist neben der Schreinerei und Malerei der Raum für den Kompressor zur Erzeugung der im Werkstättenbetrieb erforderlichen Preßluft untergebracht. Im Kellergeschoß des nördlichen Seitenbaues sind die Kesselanlage für die Niederdruckdampfheizung und die Warmwasserheizung sowie die Transformatoren für den elektrischen Strom zur Beleuchtung des Lok.schuppens, der Werkstätte-Aufenthaltsräume usw. und zum Antrieb der Kranen- und Werkzeugmaschinen eingebaut.

Die Schiebebühne (Textabb. 9) von 23 m Nutzlänge ist für 350 t Tragkraft gebaut und für elektrischen und Hand-

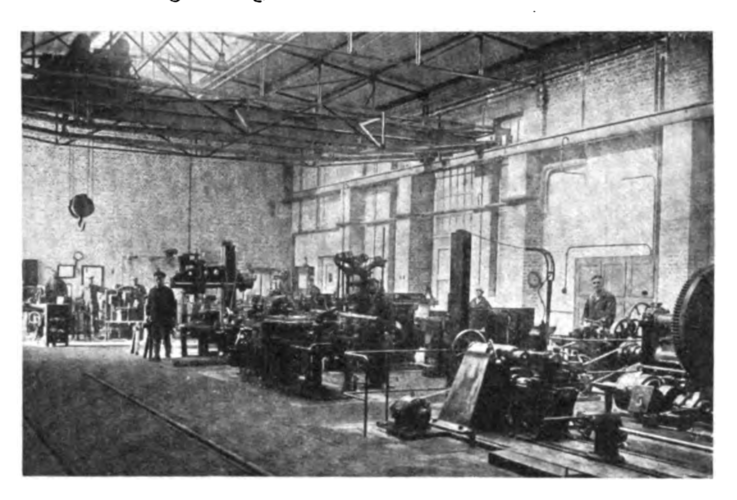


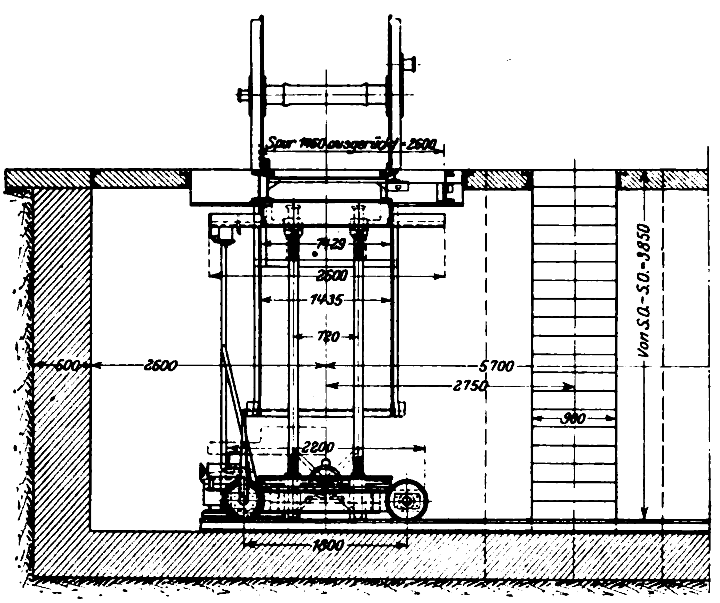
Abb. 11. Werkstätte im Betriebsbahnhof.

betrieb eingerichtet. Die Hauptträger sind als Vollwandträger ausgebildet und ruhen an beiden Enden auf Wippen, in die je zwei Tragrollen mit mittlerem Spurkranz eingebaut sind. Zum Auffangen der Auffahrstöße sind besondere Kopfträger vorgesehen, die auf besonderen Rollen gelagert und mit der Hauptkonstruktion gelenkig verbunden sind. Die Tragrollen und die Rollen der Kopfträger laufen auf ganz nahe am Grubenrand verlegten, auf kurzen Eichenschwellen befestigten doppelten Fahrschienen.

In der Mitte der Hauptträger sind die Winden für Fahrantrieb und Aufzug auf Auslegern angebracht und über ihnen der Führerstand derart erhöht angeordnet, daß der Führer von seinem Standort aus sämtliche Bewegungen bequem übersehen kann. Die für Fahrantrieb erforderlichen Kräfte werden von der Winde aus durch eine durchgehende Welle und Zahnräder auf die mit Zahnkränzen versehenen Tragrollen, und zwar derart übertragen, daß die äußeren Tragrollen von der Welle angetrieben werden, während die zugehörigen inneren Tragrollen ihren Antrieb durch ein zwischengeschaltetes Ritzel erhalten. Diese Bauart gewährleistet einen sicheren Antrieb und beugt einem Ecken der Schiebebühne beim Fahren vor.

Neben der für elektrischen und Handbetrieb eingerichteten Fahrantriebwinde besitzt die Schiebebühne, um Fahrzeuge auf die Schiebebühne ziehen zu können, eine Seilzugwinde für 8000 kg Zugkraft samt den für die verschiedenen Bewegungen der Fahrzeuge erforderlichen Seilführungsrollen. Zum Antrieb der beiden Winden dient ein geschlossener Drehstrommotor von ~ 52 PS-Leistung bei 220/380 Volt, dessen Einschaltung für Fahrbetrieb oder Aufzugvorrichtung durch Verschieben einer Klauenkupplung mittelst Handhebels erfolgt. Sowohl für das Fahren wie für das Auf- und Abziehen der Fahrzeuge sind je nach Belastung oder Zugkräfte zwei Fahrgeschwindigkeiten vorgesehen, und zwar erreicht die Bühne bei Vollast (350 t) V = 40 m/Min., bei 200 t Last V = 60 m/Min., beim Auf-

und Abziehen mit 8000 kg Zugkraft V = 22 m/Min., mit 6000 kg Zugkraft V = 35 m/Min. Mit der Handwinde läßt sich mit vier Mann = 60 kg Kurbeldruck eine Geschwindigkeit V = 0,5 m/Min. bei Vollast und 1 m/Min. bei leerer Bühne erreichen. Die Schiebebühne besitzt eine vom Führerstand aus bedienbare Bremse, die ein genaues Anhalten ermöglicht, sowie eine gleichfalls vom Führerstand bedienbare Riegelvorrichtung für jedes Ende und eine mit dieser gekuppelten Signalscheibe. Während der Fahrt ertönt eine vom Triebwerk betätigte Signalglocke.



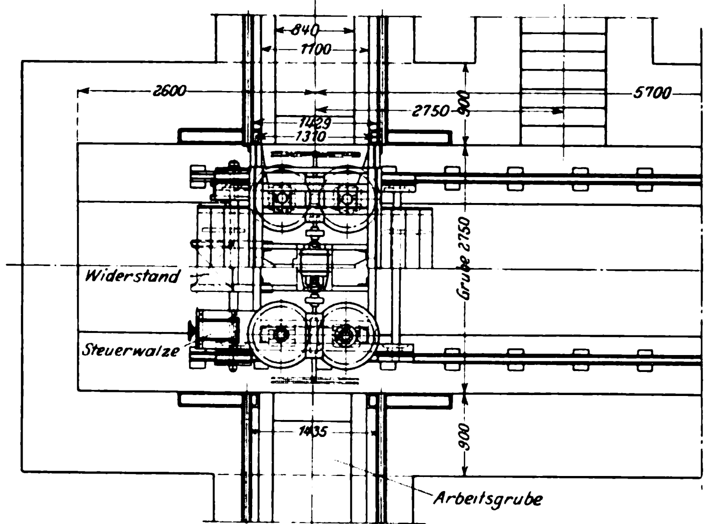
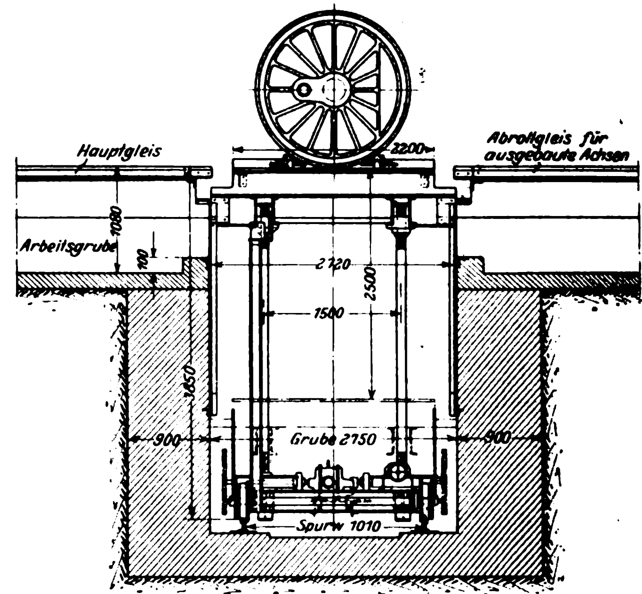




Abb. 12. Achswechselwinde im neuen Bahnbetriebswerk Heidelberg.

Um ein Überfahren der äußersten Gleise zu verhindern, wird in der Nähe dieser Gleise der Strom durch eine besondere Vorrichtung selbsttätig ausgeschaltet. Ferner sind an den Stirnwänden der Schiebebühnenhalle Puffer angebracht, die einer Beschädigung von Schiebebühne und Stirnwand durch Auffahren vorbeugen.

Die Schiebebühne hat ein Eigengewicht von 72 t und ist von der Maschinenfabrik Jos. Vögele in Mannheim geliefert worden.

Die Achswechselwinde (Textabb. 12) ist von der Firma Jos. Vögele in Mannheim nach einer bis jetzt im Bahnbetriebswerk Lauda gut bewährten Ausführung mit vier Spindeln, 10/30 t Druck, mit elektrischem Antrieb für Heben und Senken und mit Ratsche zum Verfahren von Hand geliefert worden. Sie dient zum Auswechseln schadhafter Radsätze und ist in einem über drei Lok.stände reichenden Senkkanal eingebaut, so daß zu gleicher Zeit bei zwei Lokomotiven Radwechsel vorgenommen werden kann, und die ausgebauten Radsätze auf dem dritten Gleis zum Abdrehen in die mechanische Werkstätte rollen können. Die Senkgrube wird bei jedem Gleis von zwei abnehmbaren Gleisbrücken überbrückt. Die Achswechselwinde selbst besteht aus einem vierrädrigen Unterwagen, auf dem sich vier in Gleithalslagern geführte Spindeln auf leicht zugänglich eingebauten Kugel-




lagern abstützen. Je zwei der Spindeln sind mit Querhäuptern verbunden, die den Senktisch tragen. Steht die auszuwechselnde Achse über dem Senkkanal, so wird der Senktisch angehoben, bis die Räder mit dem Spurkranz auf ihm aufsitzen, wonach die Gleisbrücken entfernt und die Achse abgelassen werden kann.

Der Antrieb der Spindeln beim Heben und Senken des Senktisches erfolgt mittels Schneckenrädern und Schneckenwellen und eines mit letzteren elastisch gekapselten Drehstrommotors von 4,5 kW-Stundenleistung bei 220/380 Volt Spannung. Beim Versagen des elektrischen Stromes kann die Achswinde mittels eines Handhaspels betrieben werden. Das Verstellen der Winde unter den Gleisen erfolgt mit einer von zwei Mann leicht bedienbaren Ratsche von Hand.

Um unter den Lok.en auch bei ausgebauten Radsätzen arbeiten und das Personal gegen Herabstürzen schützen zu können, sind in jeder der drei Putzgruben leicht bewegliche Brücken vorgesehen, die auf dem Boden der Putzgrube verfahren und über die Grube der Achswechselwinde verschoben werden können.

## Auswaschanlage.

In der alten Anlage war keine Möglichkeit vorhanden, die im Dampf und Kesselwasser der auszuwaschenden Lokomotiven enthaltene Wärme auszunützen. Der Dampf wurde ins Freie, das Kesselwasser in die Grube abgelassen. Zur Erzeugung des warmen Spritz- und Füllwassers war eine besondere Lokomotive verwendet, die für das Auswaschgeschäft den größten Teil des Tages geheizt werden mußte und somit für andere Zwecke nicht mehr in Frage kam.

Die neue Auswaschanlage die in der Halle I eingebaut und von der Firma Fischer & Co., Frankfurt a. M. Süd, geliefert ist, gewährleistet eine weitgehende Ausnützung der im Abdampf betriebsfähig hinterstellter Lok.en, sowie im Abdampf und Kesselwasser der auszuwaschenden Lok.en enthaltenen Wärme.



Die Anlage besteht aus je drei Spritz- und Füllwasserbehältern mit je 38,5 m³ Inhalt, einem Schlammabscheider, zwei Wärmeaustauschern mit 55 m² Heizfläche, einer Schwimmervorrichtung zur Regelung des Frischwasserzuflusses zu den Wärmeaustauschern sowie einer Vorrichtung zur Regelung des Nachströmens von Frischwasser zu den Füllwasserbehältern.

Zur Förderung des Spritz- und Füllwassers zu den Lok.-kesseln dienen zwei Kreiselpumpen von 60 m Förderhöhe und je 20 m³ St. Fördermenge mit Antrieb durch Drehstrommotore von 10 PS-Leistung. Alle die aufgeführten Behälter und Apparate sind unter Flur eingebaut, die zugehörigen Rohrleitungen in Kanäle verlegt. Lediglich die Anlasser der Motoren der Kreiselpumpen und die zur Überwachung der Anlage erforderlichen Instrumente sind über Flur aufgestellt.

Die Anlage ist derart ausgebaut, daß auf 20 Ständen der Hallen I und II Lok.en zum Auswaschen aufgestellt werden können.

Zum Anschluß der Lok.en an die Auswaschanlage dienen zehn Zapfstellen, mit je einer Abdampf-, Abwasser-, Spritzwasser- und Füllwasserleitung. Ferner sind von den Lok.-ständen der Halle IV und V, und zwar über Flur Abdampfleitungen zu den Füllwasserbehältern geführt, um auch den Abdampf der abgestellten Lok.en verwerten zu können. Während nun gleichzeitig mehrere Lok.en ihren Abdampf an die Füllwasserbehälter abgeben, ausgewaschen und aufgefüllt werden können, kann das Kesselwasser immer nur von einer Lokomotive den Spritzwasserbehältern zugeführt werden, weil der Zufluß durch den Schlammabscheider und die Wärmeaustauscher erfolgen muß. Der Abdampf wird den Füllwasserbehältern mit 2 bis 3 atü zugeführt und mittels Mischdüse niedergeschlagen. Um eine Überhitzung des Füllwassers über 90° C hinaus zu verhindern, ist ein Temperaturregler vorhanden, der bei Erreichung dieser Höchsttemperatur Frischwasser in die Füllwasserbehälter einströmen läßt. Das Kesselwasser durchströmt zunächst den Schlammabscheider und danach die Wärmeaustauscher und gibt dabei einen Teil seiner Wärme an das im Gegenstrom die Austauscher durchfließenden Frischwasser ab.

Nach den Ergebnissen der Abnahmeversuche, bei denen fünf Lokomotiven (2 Lok. P 8, 1 G 12, 1 IVe und 1 VIb) behandelt wurden, ergab sich eine mittlere Eintrittstemperatur des Kesselwassers in die Wärmeaustauscher von 105° C, eine Austrittstemperatur des Spritzwassers in seinem Zulauf zu den Spritzbehältern von 50° C und eine mittlere Temperatur des Füllwassers von 85° C. Von der im Kesseldampf und Kesselwasser der fünf Lok.en enthaltenen Wärme wurden 50% den Füllbehältern und 36% den Spritzbehältern zugeführt, so daß rund 14% auf dem Weg von den Lok.en zu den Behältern durch Ausstrahlung usw. verloren gingen.

Die Kosten der Anlage setzen sich zusammen:

| | | |
|---|---|---|
| a) | Maschineneinrichtungen . . . . . . . | 20860,— ℛℳ |
| b) | Bauteil (Grube, Pumpenraum, Kanäle) | 14060,— „ |
| c) | 6 Behälter . . . . . . . . . . . . . | 6129,— „ |
| d) | Rohrleitungen . . . . . . . . . . . . | 7065,— „ |
| | Gesamtkosten . . | 48177,— ℛℳ |

Bei der Berechnung der Betriebskosten wurden folgende Zahlen zugrunde gelegt für

| | |
|---|---|
| 1 Tonne Kohle mit 7000 WE Heizwert, am Kessel . . . . . . . . | 28,— ℛℳ |
| 1 m³ Frischwasser . . . . . . . . . . | 0,05 „ |
| 1 kWh elektrische Energie . . . . . . | 0,10 „ |
| Stundenlohn des Arbeiters . . . . . . | 0,73 „ |
| Wirkungsgrad des Lok.kessels . . . . | 0,50 „ |

Die Betriebskosten für das Auswaschen von täglich fünf Lok.en (G 12, P 8, T 16, IVe und VIb) berechnen sich unter Berücksichtigung der Aufwendungen für Verzinsung und Tilgung wie folgt:

| | | |
|---|---|---|
| a) | Arbeitslohn für drei Arbeiter bei 0,73 ℛℳ Stundenlohn und neunstündiger Beschäftigung . . . . . . . . . . . . . . | 19,70 ℛℳ |
| b) | Kohlen zur Erzeugung der in 20 kg Dampf von 3 atü und 655 WE und in 30000 kg Kesselwasser von 145° C enthaltenen Wärme von 4363000 WE $\frac{4363000}{0,5 . 7000 . 1000} . 28$ . . | 35,— „ |
| c) | Kesselwasser 30 m³ . . . . . . . . . | 1,50 „ |
| d) | Stromkosten bei mittlerer Fülldauer von 20 Minuten, Ausspritzdauer von 45 Minuten 3,0 und 5,5 kW-Leistung $(4,15+1) \times 0,1 \times 5$ | 2,58 „ |
| e) | Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten mit 12% bei 310 Auswaschtagen . . . . | 18,60 „ |
| f) | Instandhaltung mit 1% des Anlagekapitals | 1,55 „ |
| | Insgesamt . . | 78,93 ℛℳ |

Der Vergleich der Betriebskosten der neuen Anlage mit denen der alten ergibt einen Maßstab für die Wirtschaftlichkeit der neuen Anlage. — Zur Warmwasserbereitung war bei der alten Anlage eine sogenannte „Auswaschlokomotive“, gewöhnlich eine der älteren Güterzugslok.en (G 7) mit einem Beschaffungswert von 60000 ℛℳ verwendet, die für diesen Zweck den ganzen Tag in Anspruch genommen war. Zur Förderung des Spritzwassers war eine elektrisch angetriebene Kreiselpumpe mit einem Mischkessel vorhanden, deren Beschaffungswert einschließlich der erforderlichen Schläuche und Rohrleitungen sich auf ~ 1500 ℛℳ belief, der Anlagewert der Auswascheinrichtung betrug demnach 61500 ℛℳ.

Dementsprechend ergeben sich die täglichen Betriebskosten für das Auswaschen der fünf Lokomotiven wie folgt:

| | | |
|---|---|---|
| a) | Arbeitslohn für drei Arbeiter bei 0,73 ℛℳ Stundenlohn und neunstündiger Beschäftigung . . . . . . . . . . . . . . | 19,70 ℛℳ |
| b) | Lohn für Heizen der Auswaschlok.en vier Stunden angerechnet . . . . . . . . . | 2,92 „ |
| c) | Kohlen für Erwärmung des Kesselwassers (siehe Betriebskosten der neuen Anlage O.Z. b) werden zweimal verbraucht . . . | 70,— ℛℳ |
| d) | Wasser in dreifacher Menge (abgelassenes Kesselwasser, Füll- und Spritzwasser $(90 \times 0,050)$ . . . . . . . . . . . . | 4,50 „ |
| e) | Stromkosten wie bei der neuen Anlage . | 2,58 „ |
| f) | Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten mit 12%, bei 310 Auswaschtagen $\frac{0,12 \times 61500}{310}$ . . . . . | 23,80 „ |
| g) | Instandhaltung mit 1% des Anlagekapitals | 1,98 „ |
| | Insgesamt . . | 125,68 ℛℳ |

Hiernach ergibt sich eine Ersparnis von 47 ℛℳ/Tag. Außer Verzinsung und Tilgung wirft die Anlage noch einen jährlichen Gewinn 47 . 310 = 14570 ℛℳ ab.

Würde man diesen Gewinn noch zur Tilgung verwenden, so wäre das Anlagekapital von 48177 ℛℳ in 3¼ Jahren abgeschrieben. In Wirklichkeit werden sich die Betriebsergebnisse der neuen Auswaschanlage noch günstiger gestalten, weil bei der Vergleichsrechnung der Gewinn an Wärme aus dem Abdampf der hinterstellten Lokomotiven nicht berücksichtigt werden konnte. Einwandfreie Unterlagen für die Berechnung dieses Gewinnes standen bei der Kürze der Zeit seit Inbetriebnahme des neuen Werks nicht zur Verfügung.

## Heizung und Beleuchtung.

Die Verschiedenartigkeit des Wärmebedürfnisses und der Heizdauer in den zu Werkstätten-, Büro- und Wohnzwecken

verwendeten Räumen, sowie die mehr oder weniger günstigen Eigenschaften der einzelnen Heizungsbauarten für eine in jeder Beziehung befriedigende Beheizung dieser Räume waren Veranlassung, die Heizungsanlage teils als Niederdruckdampfheizung, teils als Warmwasserheizung (Schwerkraftbetrieb) auszuführen, und so werden sämtliche Werkstätten, Magazine und die Ölabgabe, sowie das als Einzelgebäude aufgeführte Bezirksmagazin mit Niederdruckdampf, die Büros, die Wasch-, Aufenthalts- und Übernachträume, das Bad und die Kantine mit Warmwasser geheizt. Die erforderliche Wärme für die Dampfheizung wird in zwei Strebelkesseln mit je 31 $m^2$ Heizfläche, diejenige für die Warmwasserheizung in zwei solcher Kessel mit je 21,5 $m^2$ Heizfläche erzeugt. Die Kessel für beide Heizungen sind in einem Raum im Kellergeschoß des nördlichen Seitenbaues untergebracht.

Der für eine Außentemperatur von $-20^0$ und den für Werkstätte-, Büro-, Aufenthalts- und Waschräume üblichen Innentemperaturen von $+12$ bis $18^0$C berechnete Wärmebedarf der Niederdruckdampfheizung beläuft sich auf 330400 WE/h, der der Warmwasserheizung auf 195610 WE/h.

Als Öfen sind gußeiserne Radiatoren, Bauart Deutschland, und zwar für die Niederdruckdampfheizung insgesamt 510 $m^2$ und für die Warmwasserheizung 605 $m^2$ verwendet, was einer größten mittleren Wärmeabgabe von 648 WE und 324 WE/$m^2$/h entspricht.

In der mechanischen Werkstätte wurden statt der Radiatoren Rohrheizflächen im Oberlicht unmittelbar unter dem Dachstuhl eingebaut, weil erfahrungsgemäß die Arbeiter durch die strahlende Wärme der auf dem Boden aufgestellten oder in Kanälen in der Nähe der Arbeitsplätze eingebauten Heizkörper in ihrer Arbeitsfähigkeit ungünstig beeinflußt werden. Die Abmessungen dieser Heizrohre sind für eine Wärmeabgabe von 800 WE/$m^2$/h berechnet.

Der Lok.schuppen selbst besitzt keine besondere Heizung, lediglich an der Westwand der Halle I sind eine Anzahl Heizkörper aufgestellt, die an die Niederdruckdampfheizung angeschlossen, außerdem mit Einrichtungen versehen sind, die bei besonders strenger Kälte ihre Beheizung durch Lokomotivdampf ermöglichen.

Man sah von einer Beheizung des Lok.schuppens ab, weil bei den hohen Hallen eine wirksame Heizung sich nur schwierig und mit verhältnismäßig großen Kosten würde einrichten lassen, insbesondere aber weil in der Gegend von Heidelberg lang andauernde strenge Kälte zu den Seltenheiten gehört und die in der Hauptsache betriebsfähig mit abgedeckten Feuern hinterstellten Lok.en zusammen mit den Abdampfleitungen der Auswaschanlage, Wärme in ausreichendem Maße für die im Winter im Lokomotivschuppen erforderliche Temperatur abgeben.

Sollte sich wider Erwarten diese Art der Heizung des Lok.schuppens nicht als ausreichend erweisen, so könnten ohne große Kosten in den Hallen IV und V besondere Heizkörper in die über Flur geführten Abdampfleitungen eingeschaltet werden.

Das für die Bäder und Wascheinrichtungen für das Lokomotiv- und Werkstättenpersonal benötigte warme Wasser wird in zwei Warmwasserbereitern von je 3000 l Inhalt hergestellt, die sowohl mit Niederdruckdampf als auch mit Warmwasser geheizt werden können.

Der Wärmebedarf für den größten Verbrauch an Warmwasser für Bäder und Wascheinrichtungen ist mit 100000 WE/h berechnet, die von den Kesseln für die Niederdruckheizung sowie von denen für die Warmwasserheizung geliefert werden können. Um in der heißen Jahreszeit aus Ersparnisgründen und erforderlichenfalls zur Ausführung von Instandsetzungsarbeiten an den Heizkesseln und Warmwasserbereitern diese außer Betrieb setzen zu können, ist eine Einrichtung getroffen, mittels der sich die Bäder und Wascheinrichtungen mit Warmwasser aus den Füllwasserbehältern der Kesselauswaschanlage versorgen lassen.

Die Heizungs- und Warmwasserbereitungsanlagen sind von der Firma Hans Lutz in Mannheim ausgeführt worden.

Von der elektrischen Energie ist zu Beleuchtungs- und Kraftzwecken in weitestem Umfang Gebrauch gemacht worden.

Für die Außenbeleuchtung der Bahnhofanlagen und die Innenbeleuchtung des Lok.schuppens sowie der Werkstätten- und Aufenthaltsräume sind 240 hochkerzige und 330 niederkerzige Lampen mit einem Anschlußwert von 80 kW eingebaut. Insgesamt 57 Drehstrommotoren dienen zum Betrieb der maschinellen Anlagen und Werkzeugmaschinen und 24 Kleinumspanner 220/24 V mit 5 bis 7,5 kW-Leistung werden für Handlampen und Werkzeuge bei der Instandsetzung der Lokomotiven und sonstigen Zwecken verwendet.

Der jährliche Gesamtstromverbrauch wird wohl, nach dem bisherigen Verbrauch der neuen Anlage zu schließen, ~ 500000 kWh betragen, von denen ~ 120000 auf Beleuchtung entfallen dürften.

Der Abstellbahnhof, Plan 1, der sich südlich der Lok.-behandlungsanlagen und des Maschinenhauses hinzieht, ist für die Hinterstellung, Reinigung, Beheizung, Versorgung mit Gas und pflegliche Instandhaltung der dem Bahnhof Heidelberg zugeteilten Personenzugausrüstungen gebaut worden.

Er soll allerdings erst mit der Inbetriebnahme des neuen Personenbahnhofs in vollem Umfang die ihm zugewiesenen Aufgaben übernehmen. Bis zu diesem Zeitpunkt wird die Beheizung und Versorgung der zu Ausrüstungen mit Gas noch im alten Bahnhof erfolgen, ebenso alle Zwischenreinigungen der Personenwagen. Dementsprechend wird sich auch die Ausstattung des Abstellbahnhofs mit den zur Reinigung, Beheizung, Instandsetzung usw. erforderlichen Einrichtungen abwickeln.

In dem Wasserturmgebäude sind Arbeits- und Unterkunftsräume für das zur betriebsfähigen Herrichtung und Instandhaltung der Wagen erforderliche Personal vorgesehen. Daneben stehen Räume für eine Gleichrichteranlage, zum Laden der Batterien für elektrische Zugbeleuchtung, für einen Gas- und einen Luftkompressor sowie ein Raum für Niederspannung zur Verfügung, unter dem im Kellergeschoß die zugehörige Transformatorenanlage eingebaut werden soll. Das Gebäude erhält eine Warmwasserheizung, deren Kesselanlage ebenfalls auch im Kellergeschoß eingerichtet wird.

Für die Zugvorheizung ist später beabsichtigt, eine besondere Heizkesselanlage auf einem in der Nähe des Wasserturms verfügbarem Platz zu erstellen.

## Das neue Pumpwerk in Klein-Steinheim zur Versorgung des Bahnhofs Hanau mit Lokomotivspeisewasser.

Von **Borghaus**, Direktor bei der Reichsbahn in Frankfurt a. M.

Hierzu Abb. 1 bis 3, Tafel 23 und Tafel 24.

Anläßlich des Baues einer neuen Eisenbahnbrücke über den Main bei Klein-Steinheim mußte das im Zuge des anschließenden neuen Dammes liegende Pumpwerk für die Versorgung des Bahnhofs Hanau mit Lokomotivspeisewasser beseitigt werden.

Es war entstanden aus einem im Jahre 1890 erbauten



Dampfpumpwerk, das Mainwasser aus einem am Ufer liegenden Brunnen holte. Das Wasser floß über ein aus Steinpackung gebildetes Filter dem Brunnen zu. Das Filter verschlickte aber allmählich und es setzten sich Mießmuscheln in großer Zahl an. Die Reinigung war äußerst schwierig und wegen des Muschelansatzes schließlich unmöglich. Man mußte den Brunnen ganz aufgeben und baute dann eine Anlage, aus der man durch Mischung von Grund- und Flußwasser ein brauchbares Speisewasser zu gewinnen hoffte. Der Brunnen war neben dem Pumpenhaus niedergebracht, wo man einen ergiebigen Wasserlauf gemutet hatte. Die in eine Steinpackung verlegte Leitung zum Main sollte zu dem Grundwasser Mainwasser zuführen. Es zeigte sich aber, daß der Druck des Grundwassers den des Flußwassers überwog. Das Ergebnis war ein sehr hartes Speisewasser.

Die Kohlen wurden dem Pumpwerk anfangs von der freien Strecke aus zugeführt, wodurch oft Zugverspätungen entstanden. Deshalb ging man zum Betrieb mit Benzinmotor und schließlich zum elektrischen Betrieb mit Kreiselpumpen über. Die Dampfpumpen behielt man als Ersatz bei. Sie waren hochwasserfrei angelegt. Die Kreiselpumpen waren wegen ihrer geringen Saughöhe tiefer gesetzt. Bei Hochwasser wurden sie von dem Sockel abgenommen und hochgezogen.

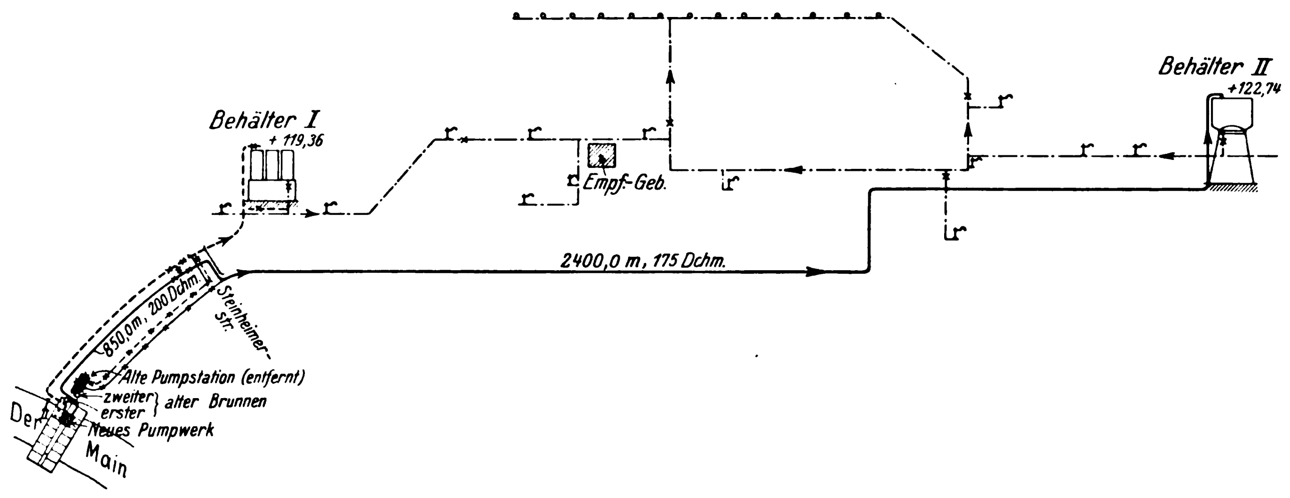



Abb. 1. Darstellung der Rohrleitung Hanau.

Wegen der ungleichen Höhe der Wassertürme und der ungleichen Länge der Druckleitungen (s. Textabb. 1) — der alte Turm beim Lokomotivschuppen I (Inhalt 180 m³) liegt auf Ordinate 119,36 m, der neue beim Lokomotivschuppen II (300 m³) auf 122,75 m über NN, die Druckleitung zum alten Turm ist 850 m, zum neuen 3250 m lang —, war die Schaltung der Pumpen so eingerichtet, daß entweder beide oder jede einzeln in jeden Turm pumpen konnte.

Für Bedienung der Pumpen waren wegen der Umschaltung zwei Mann nötig, die wenig ausgenutzt waren und soweit als möglich mit Nebenarbeiten beschäftigt wurden.

Als der Brückenbau die Beseitigung des Pumpwerks erforderte, wurde sofort der Gedanke erwogen, ein neues in die neue Brücke zu verlegen, um das als Speisewasser gut geeignete Flußwasser zu gewinnen und den Betrieb zu vereinfachen. Am geeignetsten war der Raum zwischen den beiden ersten Flußpfeilern der neuen und der alten Brücke, die als Straßenbrücke bestehen blieb.

Beim Bau waren nun folgende Bedingungen zu erfüllen:

In dem Raum mußte das Pumpwerk und das Filter in je zwei Sätzen, von denen der eine als Ersatz diente, untergebracht werden. Das Pumpwerk mußte selbsttätig und mit gutem Wirkungsgrad auf beide Türme arbeiten können. Es mußte bei Hoch- und Niedrigwasser betriebsfähig sein. Der Ausbau einer Pumpe mußte, ohne Verzug, auch bei Hochwasser möglich sein. Das Pumpenhaus mußte genügend Raum zur Lagerung und Instandsetzung der Pumpenteile haben. Die Filterkammer mußte gegen Hochwasser geschützt sein. Die Filter mußten leicht und ohne große Kosten herausgenommen und gereinigt und dabei der Pumpensumpf, das Fußventil und die Einlaßschieber nachgesehen werden können. Der Ausbau einer Pumpe und eines Filters durfte den Betrieb der anderen nicht stören.

Die Lieferung des elektrischen Stromes für den Antrieb der Pumpen mußte besonders gesichert werden. Die vom Pumpwerk entlang der alten Brücke geführte Druckleitung mußte an dieser aufgehängt und gegen wechselnde Beanspruchungen durch Wärmeschwankungen und Bewegungen der Brücke gesichert werden. Die vorhandene Druckleitung war im übrigen soweit als möglich zu benutzen.

Das Pumpwerk ist auf Taf. 24 dargestellt. Abb. 1, Taf. 24 zeigt die Tiefbrunnen-Kreisel-Pumpe im Schnitt, Abb. 2, Taf. 24 die Gesamtanordnung des Pumpwerkes, Abb. 2 auf Taf. 23 Filterrahmen und Filter. Die Anordnung der Rohrleitungen ist aus Textabb. 1 zu ersehen. Abb. 3 auf Taf. 23 stellt die Aufhängevorrichtung der Rohrleitungen an der Brücke dar.

Die Erwägungen über die Bauart der Pumpen (Kolbenpumpen, wagrechte Kreiselpumpen oder Tiefbrunnenpumpen) führten zu Tiefbrunnenpumpen als der einzig möglichen Lösung, namentlich wegen des geringen Platzbedarfs, der hochwasserfreien Lage des elektrischen Antriebs, der Unabhängigkeit vom wechselnden Wasserstand des Flusses und der Einstellung auf jede Saughöhe.

Die ungleiche Höhe der Wassertürme gab Veranlassung zur Prüfung der Frage, ob nicht durch Erhöhung des alten Turmes bis zur Ordinate des neuen und durch Verbindung der beiden Falleitungen die Pumpen sowohl als auch der Betrieb auf die einfachste Form gebracht werden konnten. Es zeigte sich aber, daß die Falleitung zu eng war, um bei starker Wasserentnahme aus den angeschlossenen Kranen den Ausgleich herbeizuführen, und daß die Kosten für die Neuanlage und die Erhöhung des alten Turmes nicht zu rechtfertigen waren. Es mußte daher eine Lösung gesucht werden, die das gleichzeitige Pumpen auf die verschiedenen Höhen ermöglichte. Sie wurde geschaffen durch die zweistufige Anordnung der Firma Hall. Die erste Stufe (Abb. 1, Taf. 24) befindet sich dicht unterhalb der Motorlaterne, die zweite 4,45 m tiefer in Höhe des mittleren Wasserstandes. Um auch bei niedrigstem Wasserstande den Betrieb sicher zu stellen, ist an die untere Stufe noch ein Saugrohr von 4,0 m Länge mit Saugkorb und Fußventil angesetzt.

Die Wirkungsweise der Pumpen ist nun so, daß bei Förderung auf den neuen (hohen) Turm die unter Wasser liegende untere Stufe der unter der Motorlaterne liegenden oberen Stufe das Wasser zubringt und alle Laufräder hintereinander arbeiten. Zu diesem Zweck wird der obere Absperrschieber $S_1$ geöffnet und der untere $S_2$ geschlossen.

Bei dieser Schaltung wird der höchste Wirkungsgrad (einschließlich elektrischem Antrieb), nach der in Textabb. 2 wiedergegebenen Kennlinie 68%, erreicht.

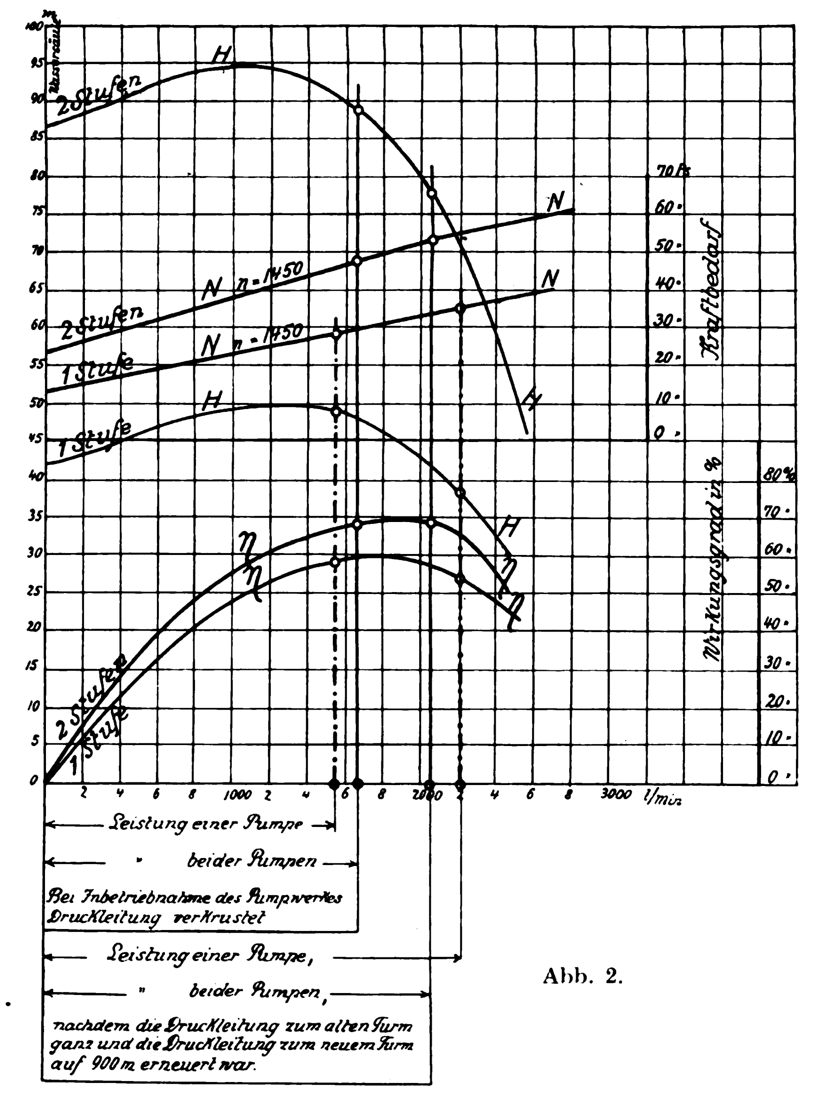



Abb. 2.

Soll dagegen auf den alten (niedrigen) Turm gefördert werden, so wird der obere Schieber $S_1$ geschlossen und der untere $S_2$ geöffnet, so daß nur die untere Stufe arbeitet, während die obere im toten Wasser läuft. Die untere Stufe arbeitet selbst wieder mit dem höchsten Wirkungsgrad, während der elektrische Antrieb nur den kleinen Kraftbedarf für den Leerlauf der oberen Stufe mitaufzunehmen braucht.

Durch die zweistufige Anordnung war es möglich, zwei genau gleiche Pumpen einzubauen, von denen jede die andere ersetzen und auch jede auf verschiedene Höhen pumpen kann.

Die Pumpen leisten je 2 m³/Min. bei 1450 Umdr./Min. Der Kraftbedarf ist bei einer manometrischen Widerstandshöhe von 80 m (neuer Turm) 51 PS, bei einer manometrischen Widerstandshöhe von 40 m (alter Turm) 35 PS. Die elektrischen Antriebe leisten je 60 PS. Der Betriebsstrom ist Drehstrom von 220/380 Volt und 50 Perioden.

Die einzelnen Stufen der Pumpen bestehen (Abb. 1, Taf. 24) aus je drei Gruppen. Die Leitvorrichtung bildet mit der Gegenwand und dem Gehäuse ein Stück und hat keine Trennungsfugen, so daß Anfressungen nicht eintreten. Die Leitringe sind mit doppelwandigen Zwischenwänden abwechselnd aneinander gereiht und durch äußere, lange Schrauben mit dem Saug- und Druckgehäuse zusammengehalten. Der Wasserweg verläuft in Schraubenlinien mit großem Krümmungsradius. Das Wasser kommt mit dem eigentlichen Pumpengehäuse erst in Berührung, nachdem es eine geringe Geschwindigkeit angenommen hat und keine verschleißende Wirkung mehr ausüben kann. Der Wirkungsgrad wird dadurch günstig beeinflußt. Die Pumpen haben axial angeordnete Saug- und Druckstutzen und sind durch die Steigleitung mit der Motorlaterne zentrisch verbunden. Innerhalb der Steigleitung ist die Welle gelagert und gekuppelt. Die Steigleitung und die Welle sind mehrfach unterteilt, so daß der Ein- und Ausbau leicht und schnell ausgeführt werden kann. Die Motorlaterne enthält in ihrem unteren Teil den oberen Druckrohranschluß, die Wellenstopfbuchse und darüber ein Fußkugellager zur Aufnahme der Gestängelast. Der Motor ist durch eine bewegliche Kupplung angeschlossen.

Das Filter ist senkrecht angeordnet, (Abb. 2, Taf. 23) für jede Pumpe in besonderer Kammer, in die je zwei Wassereinläufe $E_1$ und $E_2$ münden, um den Zufluß für jeden Wasserstand zu sichern. Es besteht aus fünf Paar aufeinandergestellten, mit Kies von 5 mm Korngröße gefüllten Kästen, die sich nacheinander durch einen Kran herausnehmen, beiseitestellen und reinigen lassen. Die Größe und Anordnung ist aus Erfahrungen an anderen Stellen des Direktionsbezirks hergeleitet. Weil für ein besonderes, landwärts gelegenes Filter die Geldmittel nicht ausreichten und im Brückenpfeiler der Platz beschränkt war, war die Filteranlage zunächst als Versuch gedacht. Sofern die Reinigung der Filter im Laufe der Zeit zu kostspielig wurde, und den Betrieb zu schwierig machte, sollte auf eine landwärts einzurichtende Filteranlage Bedacht genommen werden.

Schwierigkeiten sind bis jetzt nicht eingetreten. Das gereinigte Wasser zeigt nur eine geringe Trübung, die aber für die Lokomotivspeisung unwesentlich ist. Die Filter werden alle drei Monate gereinigt. Auch beim Hochwasser im Januar 1928 haben sie einwandfrei gearbeitet.

Die später beabsichtigte Hebung der alten Brücke bedingte die in Abb. 3, Taf. 23 angegebene Aufhängung der Leitung. Nach Abstützung der Leitung kann die Aufhängung von der Brücke gelöst und später nach Verlängerung der Zwischenstücke von neuem aufgehängt werden. Die Aufhängung ist alle 8 m angebracht, so daß Erschütterungen der Brücke durch rollende Lasten, Bewegungen der Brücke durch Temperaturänderungen und Eigenbewegung der Rohre durch Ausdehnung einwandfrei übertragen werden.

Die Leitungen bestehen auf der Brückenstrecke aus nahtlos gewalzten Stahlrohren von 200 mm l. W. von je 7 bis 14 m Einzellänge und 5,5 mm Wandstärke. Die Einzellängen sind durch Schweißung verbunden. Die Enden des zusammengeschweißten Rohres sind mit Ausdehnungsbogen versehen. Das gesamte Rohr ist mit Korkschalen und einem Glattstrich von 60 mm Stärke umgeben, so daß das im Rohr befindliche Wasser von + ½°C auch in einer Betriebspause bis 8 Stunden bei einer Außentemperatur von —30°C und starkem Sturm nicht gefriert.

Auf der Erdstrecke sind Stahlmuffenrohre von 200 mm l. W., von 7 bis 12 m Einzellänge und 5,5 m Wandstärke verwandt mit Verbindung durch Bleimuffen. Sie sind innen

durch eine Asphaltschicht und außen durch Asphaltschicht und Jutewicklung gegen Rost geschützt. Am Ende der Leitung liegt ein begehbarer, nach der städtischen Kanalanlage entwässerter Schacht (Abb. 1, Taf. 23), in dem zum Anschluß an die vorhandene Druckleitung zwei Absperrschieber von 200 mm l. W., zwei Übergangsstücke von 200 mm auf 175 mm und 150 mm l. W., zwei Absperrschieber von 175 und 150 mm l. W. und Entleerungsventile eingebaut sind.

Bei Inbetriebnahme der Pumpen wurde die vertragliche Leistung von 2 $m^3$/Min. nicht erreicht. Zwei Stufen (sechs Gruppen) leisteten beim Pumpen zum neuen Turm nur 1,62 $m^3$/Min., der Gegendruck war 88,5 m Wassersäule, eine Stufe (drei Gruppen) beim Pumpen auf den alten Turm nur 1,46 $m^3$/Min., der Gegendruck war 48,5 m. Die Untersuchung ergab, daß die Druckleitungen stark verkrustet waren. Die Druckleitung zum alten Turm wurde daher ganz, zum neuen auf 900 m erneuert (s. Textabb. 1). Danach sank der Gegendruck im ersten Fall auf 78 m, im zweiten auf 48 m, die Leistungen stiegen auf 2,05 $m^3$/Min. und 2,2 $m^3$/Min.

Die Zusammenhänge sind aus den Kennlinien Textabb. 2 ersichtlich. Sie zeigen auch die Veränderung des Kraftbedarfs und Wirkungsgrades. Die Steigerung der Pumpenleistung hat sich in beiden Fällen im Bereich des größten Wirkungsgrades vollzogen.

Man erkennt, daß der Zustand der Druckleitung für den Betrieb von Kreiselpumpen von großem Einfluß ist. Sie unterscheiden sich hierin sehr wesentlich von den Kolbenpumpen. Eine Kreiselpumpe stellt sich von selbst auf den Gegendruck in der Druckleitung ein. Sie läßt bei steigendem Gegendruck infolge Verkrustung oder sonstiger Verengung des Druckrohrs in der Leistung nach. Der Kraftverbrauch sinkt. Eine Kolbenpumpe dagegen arbeitet dauernd mit gleicher Leistung. Sie fördert unentwegt die gleiche Wassermenge mit dem gleichen Druck in die Leitung und diese muß sich darauf einstellen. Dabei kann starke Verkrustung oder Verengung bei zunehmender Kraftaufnahme des Motors zu so hoher Drucksteigerung führen, daß Bruchgefahr vorliegt.

Bei Beschaffung von Pumpen für ältere Wasserwerke ist deshalb stets zu prüfen, ob die Verkrustung der Rohrleitung in Kauf zu nehmen oder ein billigerer Betrieb durch Geldaufwand für eine neue Leitung bzw. für eine Reinigung der alten Leitung zu erreichen ist. In Hanau wird sich durch die Reinigung des Endstücks zum neuen Turm der Betrieb noch verbilligen lassen.

Der elektrische Strom für den Antrieb der Pumpen (Drehstrom von 380 Volt) wird durch ein Doppelkabel von der am Main liegenden Trafostation IV aus zugeführt, die an das durch die Trafostationen I, II, III betriebene Bahnnetz angeschlossen ist, das bei III und I durch städtische Kabel gespeist wird. Als dritte Sicherung dient ein Niederspannungsanschluß mit Kabel an das städtische Netz.

Der Betrieb der Pumpen wird durch Widerstandsschalter Bauart Aegir selbsttätig geregelt. Der mit dem Wasser im Behälter in Berührung stehende Geber besteht aus den beiden Stromauslösern, die an einem Tragrohr so befestigt sind, daß der obere beim höchsten, der untere beim tiefsten Wasserstand wirkt. Der Strom wirkt weiter durch die Hilfskraftquelle R auf den Selbstanlasser S.A.

Das Pumpenhaus liegt hochwasserfrei mit beiden Enden auf den Pfeilern. Seine Grundfläche ist so bemessen, daß für die Lagerung und Untersuchung eines auseinandergenommenen Pumpensatzes genügend Platz vorhanden ist. Die elektrischen Schalteinrichtungen sind an der einen Längswand, die Werkbank an der anderen angebracht.

Die Höhe des Pumpenhauses ist bestimmt durch das Maß des längsten Pumpenteils und die Höhe des Laufkrans.

### Schlußbetrachtungen.

Das Pumpwerk hat seit Juni 1927 ohne Störung gearbeitet. Besondere Kosten für die Bedienung entstehen nicht. Die Pumpen werden jede Woche auf die beiden Türme umgeschaltet. Die Kesselsteinbildung in den Lokomotiven hat nach der Inbetriebnahme sofort nachgelassen. Es zeigen sich auf den Kesselwänden nur schlammartige Ablagerungen, die beim Auswaschen leicht entfernt werden können.

Wenn auch im vorliegenden Fall die Hallsche zweistufige Tiefbrunnenpumpe wohl die einfachste und billigste Lösung war, so muß doch in ähnlichen Fällen immer die Kolbenpumpe in Vergleich gezogen werden, die trotz des höheren Preises infolge des besseren Wirkungsgrades zu einer viel billigeren Wasserförderung führen kann, und außerdem in ihrer Leistung nicht so abhängig von der, namentlich bei verkrusteten Leitungen, schwer zu berechnenden Förderhöhe ist, wie die Kreiselpumpe.

## Buchbesprechungen.

**The British Steam Railway Locomotive 1825 bis 1925** von E. L. Ahrons. 1927. Verlag der Locomotive Publishing Company Limited, London. Preis 30 Schilling.

Das Werk, auf das schon früher kurz hingewiesen wurde*), behandelt in 23 Kapiteln die Geschichte des englischen Lokomotivbaues. Da die Anfangsgeschichte des Lokomotivbaues überhaupt sich im wesentlichen in England abgespielt hat, sind vor allem die Kapitel 1 bis 6, welche die beiden Jahrzehnte 1825 bis 1845 behandeln, auch für manchen Fachmann bemerkenswert, der vielleicht dem neueren englischen Lokomotivbau weniger Interesse entgegenbringt.

Der Verfasser, der schon im Jahr 1926 noch vor dem Erscheinen seines Werkes gestorben ist, beginnt mit seiner Geschichte des Lokomotivbaues erst im Jahr 1825. Er tut dies vielleicht weniger, weil die vorhergehenden Lokomotivbauten nicht beachtenswert oder für die Entwicklung der Lokomotive überhaupt ohne Bedeutung wären, sondern wohl aus dem rein äußerlichen Grund, weil in diesem Jahre die Stockton und Darlington Bahn als erste Eisenbahn Dampflokomotiven vor Personenzügen verwendet hat. Der Engländer betrachtet dieses Ereignis als den Beginn des Zeitalters der Lokomotive. Sachlich wäre es vielleicht vorzuziehen gewesen, etwas weiter auszuholen. Dagegen ist die Zeit von 1900 bis 1925 mit Recht sehr kurz behandelt, weil die betreffenden Lokomotiven in der Hauptsache noch im Dienst stehen und daher als bekannt gelten dürfen.

Nach den vielen tastenden Versuchen der ersten 20 Jahre — wir sehen Lokomotiven mit senkrecht stehenden oder stark geneigt an der Rauchkammer oder Feuerbüchse sitzenden Zylindern, solche mit weiten Flammrohren, bei denen die Rauchgase im Kessel hin- und zurückgeführt werden, mit zwei Tendern vor und hinter der Lokomotive — zeigt uns das Jahr 1845 im wesentlichen das fertige Bild der Lokomotive, wie sie einige Jahre früher zum erstenmal auch in Deutschland aufgetreten ist. Ein gutes Beispiel dafür ist die bekannte Jenny Lind, die vielfach nachgebaut wurde, aber noch recht bescheidene Abmessungen besaß (Zyl. $381 \times 508$ mm, D = 1828 mm, H = 75 $m^2$, p = 8,5 at). Diese vergrößerten sich aber in den folgenden Jahren rasch, vor allem unter der Einwirkung des „Kampfes der Spurweiten".

Bemerkenswert sind vor allem die Ausführungen über die ungekuppelten Lokomotiven, die naturgemäß einen breiten Raum einnehmen, sowie die Geschichte der ersten Verbundlokomotiven von Webb und Worsdell. Über die großen Schleppleistungen der ungekuppelten Lokomotiven ist man zunächst erstaunt, bis man erfährt, daß die Treibachsdrücke dieser Lokomotiven — mit

*) Organ 1927, S. 414.

annähernd 20 t schon in den achtziger Jahren — wesentlich höher waren, als von den Bahngesellschaften zugegeben wurde. Auch der Übergang von der Koks- zur Kohlenfeuerung mit den vielerlei Versuchsausführungen sowie der Kampf zwischen Innen- und Außenrahmen ist sehr ausführlich dargestellt, wie überhaupt der Wert des Buches vor allem darin besteht, daß es sich nicht mit einer allgemeinen Darstellung des Werdeganges der Lokomotive begnügt, sondern darüber hinaus auch viele bemerkenswerte bauliche Einzelheiten bringt.

Dem inneren Gehalt des Buches entspricht die gute Aufmachung hinsichtlich Druck, Bildern und Einband. R. D.

**Essich, Ölfeuerungstechnik.** Dritte Auflage. Herausgegeben von Dipl.-Ing. Schönian und Dr. Ing. Brandstätter. Verlag von J. Springer, Berlin. 1927. Preis geh. 8 *R.M.*

Die beiden Bearbeiter der dritten Auflage der Ölfeuerungstechnik von Essich, der seiner Zeit eine fühlbare Lücke des Schrifttums ausfüllte, haben sich bemüht, den Charakter der früheren Auflage zu erhalten und haben die neue Auflage nur dem Fortschritt der Technik entsprechend erweitert. Nach einem kurzen Überblick über Art, Vorkommen und Eigenschaften der Öle sowie Wirtschaftlichkeitgesichtspunkte der Ölfeuerungen werden die verschiedenen Feuerungsbauarten (Verdampfer-, Druckzerstäuber, Dampf-, Luftzerstäuber) an einer größeren Menge von Ausführungszeichnungen vorgeführt. Ihnen schließen sich die Hilfsmaschinen und Apparate sowie Meßinstrumente an. Den größten Teil des Werkchens nehmen Ausführungsbeispiele der verschiedensten Anwendungsgebiete ein. Die Theorie der kraftgetriebenen Brenner ist kurz — soweit für nötig erachtet — gebracht, hier und da sind einige Wirtschaftlichkeitszahlen erwähnt.

Das Werkchen erhebt offenbar nicht den Anspruch, ein Lehrbuch zu sein. Es gibt aber sicher manchem Suchenden brauchbare Hinweise und nützliche Winke. Die Zeichnungen sind alle recht sauber und verständlich.

Reichsbahnoberrat Wentzel.

Von der Aktiengesellschaft Schuchardt & Schütte wird im Verlag von Julius Springer, Berlin, ein **Technisches Hilfsbuch** herausgegeben, von dem soeben die 7. Auflage erschienen ist. (525 Seiten, Preis gebunden 8 Mark).

Es enthält neben Zahlen- und Formeltafeln, Maßeinheiten und Angaben aus der Stoffkunde vor allem ausführliche Angaben aus der Werkstattkunde, die auf dem neuesten Stande aufgebaut sind: über Passungen und Lehren, Gewinde, Kegel, dann über spanabhebende Metallbearbeitung und ihre Werkzeuge, Stähle und ihre Behandlung.

**Friedrich, Evolventenverzahnung.** Verlag von Julius Springer, Berlin, 1928. Preis geheftet 7,— *R.M.*

Die Zahnradtechnik hat seit Lasches bemerkenswertem Aufsatz im Jahre 1899 ganz bedeutende Fortschritte gemacht. Rein äußerlich drückt sich diese Entwicklung dadurch aus, daß das Zykloidenrad gegen das Evolventenrad vollständig in den Hintergrund getreten ist. Immerhin ist die Erzeugung einer einwandfreien Verzahnung nicht immer mühelos gewonnen. Das Kapitel moderne Verzahnung — man sehe nur in die neue Hütte — macht manchem älteren Techniker einiges Kopfzerbrechen. Verfasser hat in dem kleinen Heftchen von nur 77 Seiten, das die Grundlage eines größeren Lehrbuchs bilden soll, in sehr einfacher und doch streng wissenschaftlicher Weise sämtliche Entwurfsbedingungen zusammengestellt und mit Zahlenbeispielen belegt, so daß man sich nach dem Studium von nur 30 Seiten mit dem Stoff vertraut fühlt. Im zweiten Hauptteil bringt er die notwendigen Bearbeitungsangaben für die verschiedenen Werkzeuge und Methoden und beschreibt an Hand einer neuzeitlichen selbsttätigen Zahnradhobelmaschine von Reinecker-Chemnitz alle erzielbaren Möglichkeiten. Erst hierbei kommt der Ausdruck „Zahnhöhenkorrektur" vor, obwohl die vorhergehende Entwicklung die Korrektur mit umfaßt. Die gerechneten Beispiele beweisen die Mannigfaltigkeit der Anwendungsgebiete. Kegel- und Schraubenräder werden am Schluß mit kurzem Hinweis auf die Stirnradformen und -Formeln zurückgeführt.

Für alle diejenigen, die sich verhältnismäßig mühelos in die moderne Evolvententechnik einführen lassen wollen, kann das kleine Schriftchen empfohlen werden, für manchen Studenten wird es am Konstruktionstisch eine wesentliche Hilfe sein.

Reichsbahnoberrat Wentzel.

**Hinz, Über wärmetechnische Vorgänge der Kohlenstaubfeuerung** unter besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung für Lokomotivkessel. Verlag von Julius Springer, Berlin, 1928. Preis geheftet 7,50 *R.M.*

Um die Kohlenstaubfeuerung auf Lokomotiven einzuführen haben sich in Deutschland zwei Firmen bemüht: die AEG. und Henschel und Sohn, die letztgenannte als Vertreterin einer Reihe von Lokomotivbauanstalten und Kohlensyndikaten. Die Bauweise der AEG. ist in einer Werbeschrift der Firma bekannt geworden; mit der Entwicklung der anderen beschäftigt sich das vorliegende Heftchen. Sein Vorzug ist, daß es nicht bloß eine Beschreibung der Lokomotive bringt; vielmehr enthält die erste Hälfte eine zwar kurze, aber doch tiefgründige Abhandlung über die jetzt vorhandenen Kenntnisse des Brennprozesses bei Staubfeuerungen und die maßgebenden Größen, wie Einzelvorgänge der Verbrennung, Zünd- und Verbrennungszeit, Feuerraumgröße und -Belastung und die erforderliche Staubkonzentration. Die bislang bekannten theoretischen und praktischen Berechnungsunterlagen waren nur allzu knapp; eigene Versuche über die Dauer der Verbrennung mußten erst brauchbare Unterlagen schaffen. Von größter Wichtigkeit für die Einführung der Staubfeuerung war dabei, daß an Stelle der seit 1925 als Kammergrenzbelastung geltenden 338000 kcal/m³h sich eine erreichbare Feuerraumbelastung von rund 2000000 kcal/m³h ergab, also etwa 10 mal soviel als bei Hochleistungskesseln mit Rostfeuerung.

Der zweite Teil des Schriftchens wendet sich der konstruktiven Durchbildung zu, aber die eigentliche Konstruktion ist nur soweit erwähnt, als es nötig ist, den Fortschritt zu zeigen; das Hauptaugenmerk bleibt dem Verfasser immer die Erweiterung der wissenschaftlichen Erkenntnisse über die Staubfeuerung. Die Versuche und Berechnungen an einem kleinen und größeren Lokomotivkessel sind so ausführlich angegeben, daß sämtliche Einzelheiten nachgeprüft werden können; den wider Erwarten großen Einfluß der Strahlung zu klären wird versucht. In objektiver Weise warnt der Verfasser vor einer Überschätzung der Wirkungsgradverbesserung (die AEG. rechnet mit 15 % Verbesserung im Mittel) und würdigt auch die den Wirkungsgrad vermindernden Einflüsse. Man erhält einen recht guten Einblick in die Geisteswerkstatt zur Einführung der Kohlenstaubfeuerung für Lokomotiven und fühlt für diese Arbeit das „tantum molis erat". Möge der Arbeit dauernder praktischer Erfolg beschieden sein. Dem Büchlein muß man den Erfolg jedenfalls wünschen. Es ist für jeden Lokomotivingenieur von besonderem Interesse.

Reichsbahnoberrat Wentzel.

**Rölls Enzyklopädie des Eisenbahnwesens.**

Wenn die 2. vollständig neubearbeitete Auflage von Rölls „Enzyklopädie des Eisenbahnwesens" auch bereits 1923 zum Abschluß gekommen ist, so glauben wir im Interesse unserer Leser auf dieses hervorragende Werk nochmals aufmerksam machen zu sollen, und dies um so mehr, als der Verlag den Preis für die zehn gebundenen Bände auf *R.M* 80.— (statt *R.M* 160.80) bei monatlichen mäßigen Teilzahlungen von *R.M* 4.— bis *R.M* 6.— herabgesetzt hat. Bekanntlich gehören die bedeutendsten Fachmänner zu den Mitarbeitern der Enzyklopädie, die durch ihre umfassende Anlage mit weit über 6000 Stichworten, unter Beigabe von 3589 Abbildungen im Text und 100 teils mehrfarbigen Tafeln eine umfangreiche Fachbibliothek ersetzen kann. Bei Bearbeitung der Stichworte, die über alle Gebiete des Eisenbahnwesens erschöpfende Auskunft erteilen, wurde in erster Linie auf die Bedürfnisse der Praxis Rücksicht genommen.

Bestellungen zu vorerwähnten günstigen Bezugsbedingungen vermittelt die Geschäftsstelle unseres Blattes.

Die Schriftleitung.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.


UNIV.
OF
MICH.

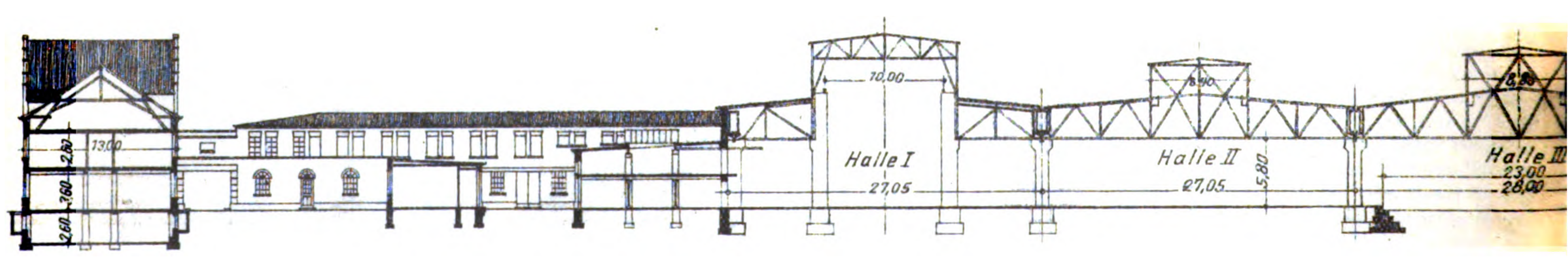
## Zum Aufsatz: Der neue Lokomotiv

### Abb. 1. Lokomotivschuppen mit We

Grundri

Verband-raum
Pförtner
Wasch- und Spindraum
Aufenthalts-raum
Vorraum
Männer
Büro Räume
Durchfahrt
Kantine
Büffet
Beamter
Küche
Vorräte
Wirt
Bäder
Hof
Büro
Maler
Schreiner
Durchfahrt
Kompressor
Werkstätte
Hof
Handmagazin
Ölabgabe
Schmiede
Schlosserei
Halle I.
Halle II
Halle III
Auswaschanlage
Schiebebühne
Elektr. Werkstatt
Schweiser
Blechnerei
Büro
Mech. Werkstätte
Rädersenke
Untersuchung
18,00 17,78 11,96 32,41 26,93 27,05 28,00 10,31 13,00 6,67 27,43 12,51 23,00 5,00 27,62 68,28 7,26 28,26 1,50 0,80 1,15

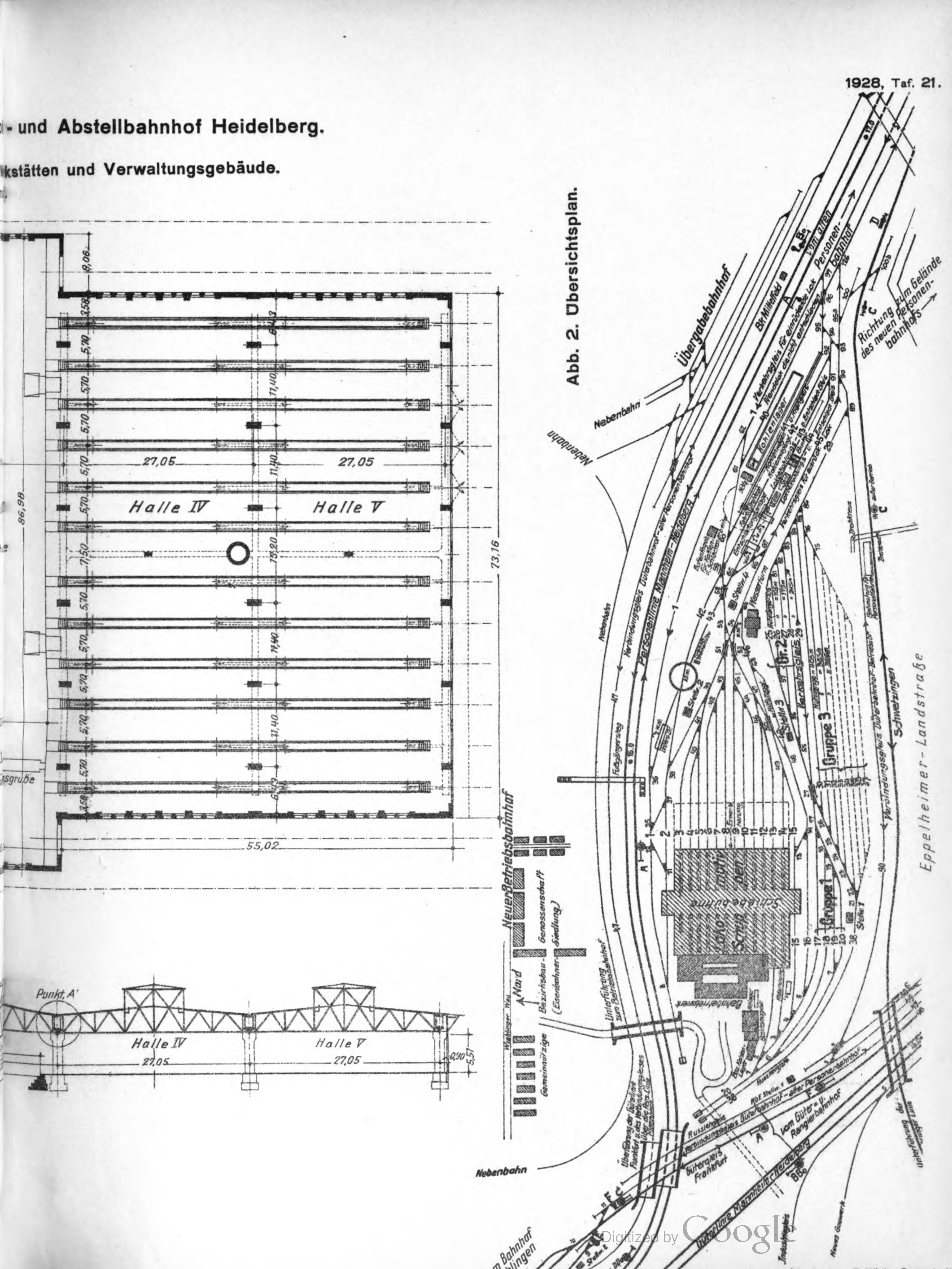
Maßstab 1:600.

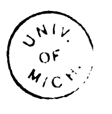



Längenschnitt.

…- und Abstellbahnhof Heidelberg.

…kstätten und Verwaltungsgebäude.




UNIV.
OF
MICH.



## Zum Aufsatz: Der neue Lokomot

12200

Kohlenlager

Kohlenwagen gleis

Lokomotiv- bekohlungs- gleis I

Lokomotiv- bekohlungs- gleis II

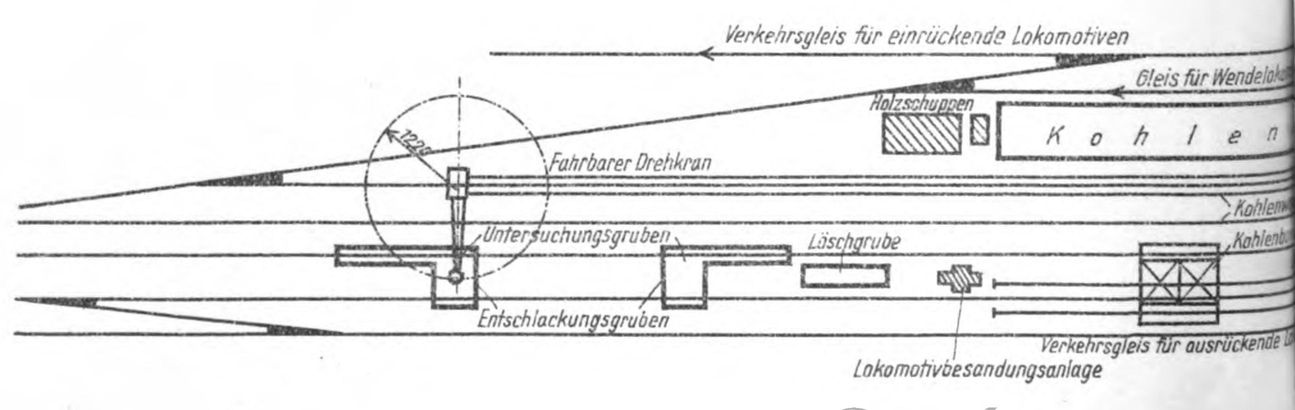
Spurweite 2900

2200 7400 2600

4700 4500 6000

5500

Abb. 2. Grundriß de



# - und Abstellbahnhof Heidelberg.

Abb. 1. Lokomotivbekohlungsanlage.

15000

9190

Jnhalt 60 Tonnen

Jnhalt 60 Tonnen

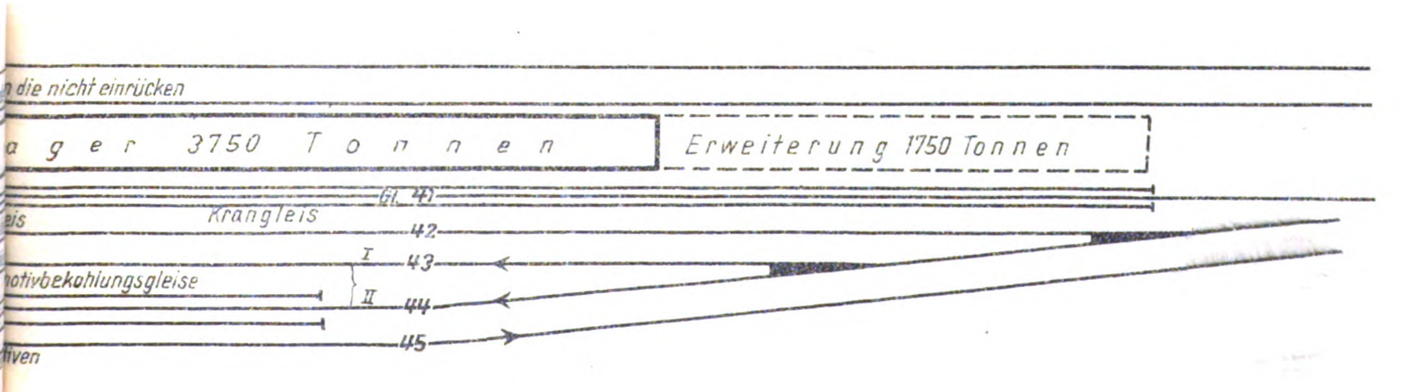
Lokomotiv-
verkehrs-
gleis

Wellblechhaus mit Wiegeeinrichtung

5000

11250

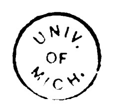
## okomotivbekohlungsanlage.

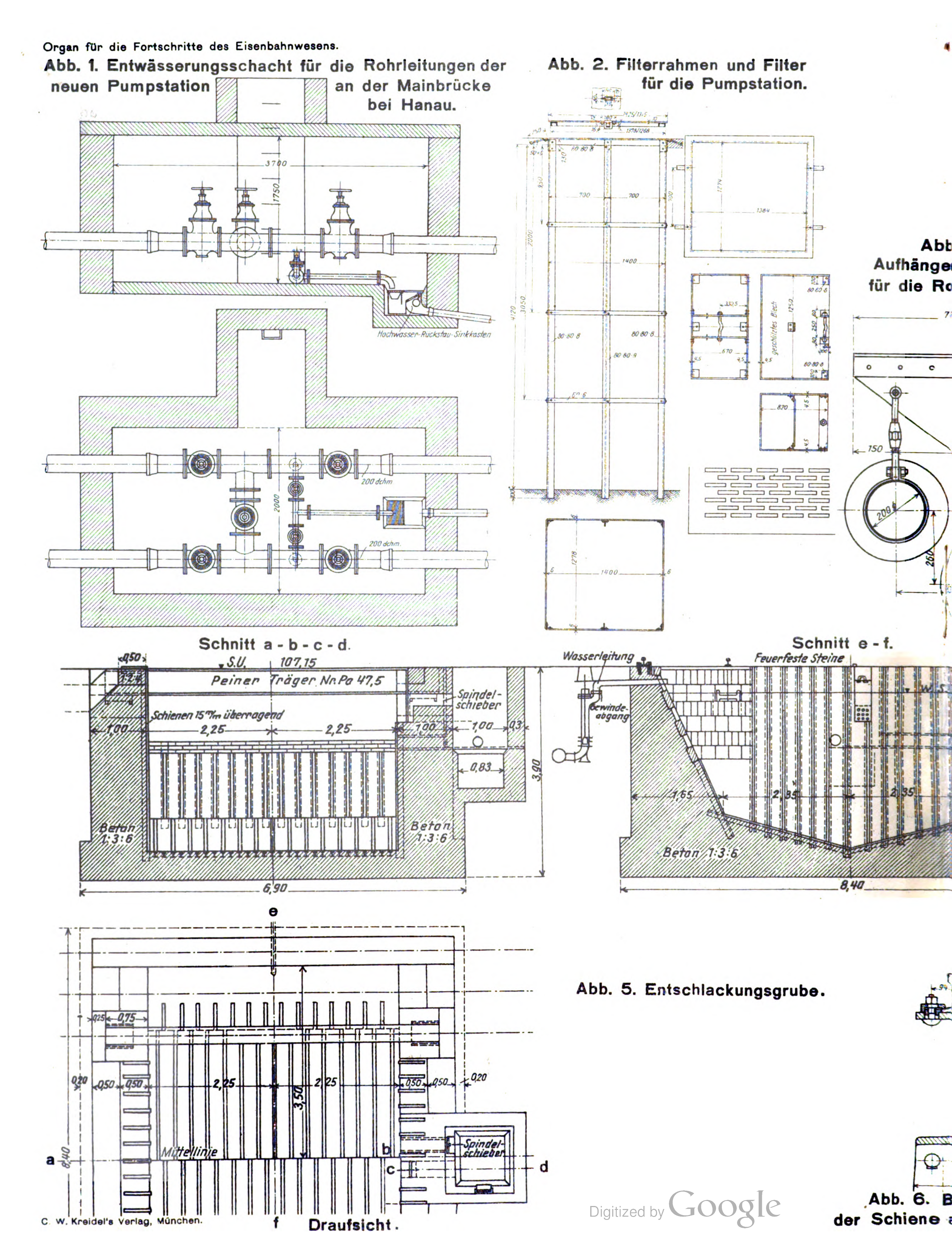





Lith. Anst. v. F. Wirtz




UNIV.
OF
MICH.




C. W. Kreidel's Verlag, München.

Abb. 4. Entschlackungsanlage.

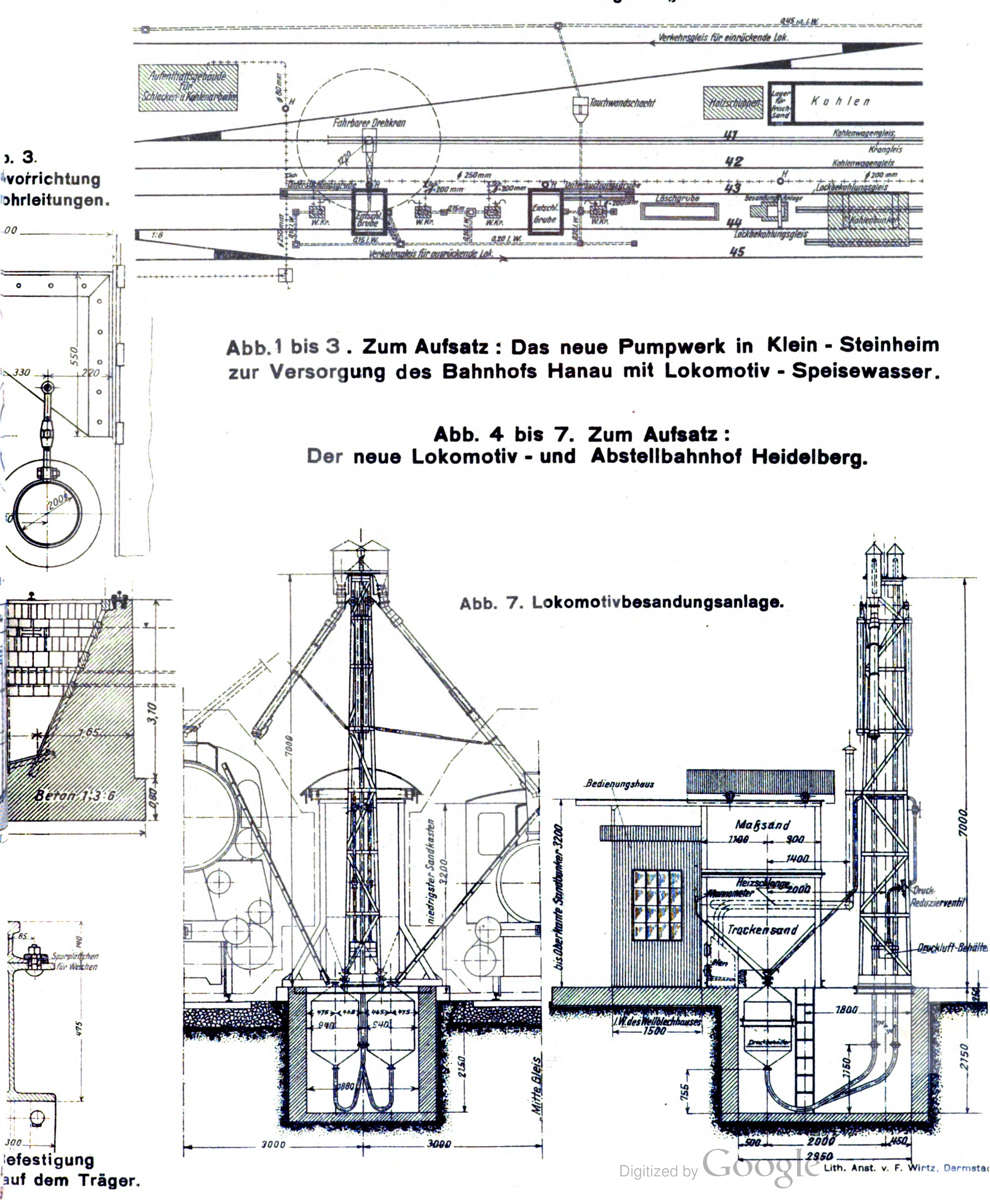



Abb. 3. ...vorrichtung ...ohrleitungen.

...efestigung auf dem Träger.

Abb. 1 bis 3. Zum Aufsatz: Das neue Pumpwerk in Klein-Steinheim zur Versorgung des Bahnhofs Hanau mit Lokomotiv-Speisewasser.

Abb. 4 bis 7. Zum Aufsatz: Der neue Lokomotiv- und Abstellbahnhof Heidelberg.

Abb. 7. Lokomotivbesandungsanlage.



Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstad

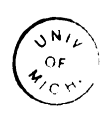

UNIV
OF
MICH.

**Abb. 2. Gesamtanordnung des F**

pe
r,
ng


UNIV
OF
MICH.

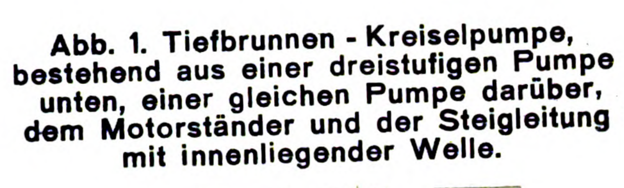
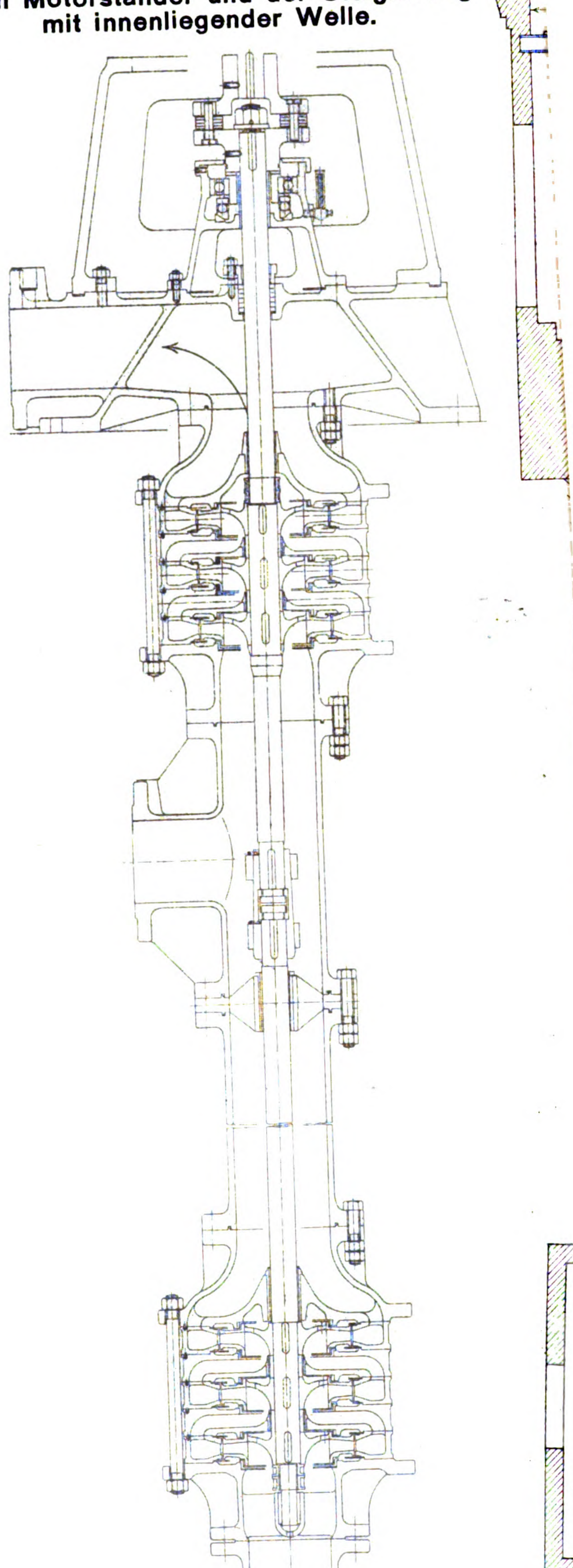
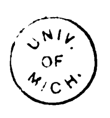


**Abb. 1. Tiefbrunnen - Kreiselpumpe, bestehend aus einer dreistufigen Pumpe unten, einer gleichen Pumpe darüber, dem Motorständer und der Steigleitung mit innenliegender Welle.**






UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

83. Jahrgang | 1. Dezember 1928 | Heft 23

## Zum Bogenlauf von Eisenbahnfahrzeugen.

Von Prof. Dr. Ing. **Heumann**, Aachen.

Hierzu Tafel 25 und 26.

In der 1913 im „Organ“ erschienenen Arbeit „Zum Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen“, die hier in den Grundzügen als bekannt vorausgesetzt wird, habe ich ein einfaches zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung der Richtkraft P entwickelt, d. h. derjenigen gedachten oder wirklich auftretenden äußeren Kraft, die entweder von der führenden Schiene — als Schienenrichtkraft — oder sonst von außen auf das einen Gleisbogen im Beharrungszustand durchlaufende Fahrzeug ausgeübt werden muß zur Überwindung aller sich diesem Bogenlauf widersetzenden Kräfte. Wie Uebelacker*) zuerst nachgewiesen hat, muß diese Richtkraft das Fahrzeug im Gleisbogen um einen Punkt gleitend drehen oder schwenken, der auf dem vom Krümmungsmittelpunkt auf die Fahrzeuglängsachse gefällten Lot liegt, um den sog. Reibungsmittelpunkt M. Seine Lage bestimmt die Stellung des Fahrzeuges im Bogen und auch die Größe von P. Das erwähnte zeichnerische Verfahren gründet sich, wie hier kurz wiederholt sei, auf das von mir gefundene Gesetz, daß ein steifachsiges Fahrzeug beliebiger Achsenzahl sich bei einer Zugkraft Z=O im Gleisbogen so einzustellen sucht, daß die aus der Gleichung der Momente aller äußeren Kräfte um M sich ergebende Richtkraft ihren Mindestwert annimmt. Diese Momentengleichung umfaßt nicht nur die Reibungswiderstände an den Radauflagerstellen, sondern beliebige äußere quergerichtete Kräfte, wie die Fliehkraft oder den seitlichen Winddruck H und die Tenderkupplungsseitenkraft T, aber, wie oben gesagt, noch nicht die längsgerichtete Zugkraft Z. Das Verfahren ist lediglich die zeichnerische Darstellung der erwähnten Momentengleichung für den Fall $P=P_{min}$. Diese lautet für ein nur durch einen vorderen Zapfen bei D, also indirekt geführtes, nicht anlaufendes zweiachsiges Fahrzeug nach Abb. 1 für die gezeichneten Richtungen von H und T und mit den in der Abbildung gegebenen Bezeichnungen:

$$P.x = \Sigma 2 Q f \sqrt{(x-d)^2+s^2} + H(x-h) - T(t-x) \quad .\,.1)$$
$$= \mathfrak{M} \qquad + \mathfrak{M}_h \qquad - \mathfrak{M}_t,$$

worin Q den Raddruck und f die Ziffer der gleitenden Reibung der Bewegung zwischen Rad und Schiene bedeuten. Allgemein seien die von außen nach innen gerichteten Kräfte positiv angesetzt, die von der Innenschiene ausgeübten Schienenrichtkräfte und Führungsdrücke mit dem Zeichen ' versehen. Rechtsdrehende Momente von P und den anderen äußeren Kräften seien bei Rechtsfahrt, die hier immer angenommen ist, von der Nullinie aus nach oben abgetragen.

Die in Textabb. 1 skizzierte zeichnerische Darstellung für $P=+P_{min}$, $T=-T$, $H=-H$, $Z=0$ ergibt den Abstand x des Angriffspunktes D der Kraft P von M und die Größe von P in entsprechendem Maßstab als $\frac{BC}{x} = \frac{EF}{d_2}$. Alle Kräfte sollen stets in Einheiten fQ gemessen sein, worin Q den am Fahrzeug meist vorkommenden Raddruck in kg bedeutet. Bei Z=O ist die Verteilung des Achsdruckes 2 Q auf die beiden Räder der Achse im allgemeinen nur von geringem Einfluß auf das Moment des Reibungswiderstandes der Achse, auf ihren Beitrag zu $\mathfrak{M}$, also auch auf die Lage des Reibungsmittelpunktes M, wenigstens eines mehrachsigen Fahrzeugs. Deshalb ist z. B. die bei Schienenanlauf und Einpunktberührung auftretende Zusatzbelastung des anlaufenden Rades — bei genau gleicher Entlastung des anderen — zur Ermittlung von x und P hier allgemein nicht berücksichtigt.

x wird durch das besprochene Verfahren nicht sehr genau gewonnen, weil die Lage des Tangentenberührungspunktes schwer genau zu bestimmen ist, dagegen P genau durch die genau bestimmbare Richtung der Tangente; und auf P kommt es in erster Linie an. Textabb. 1 zeigt deutlich den Einfluß der

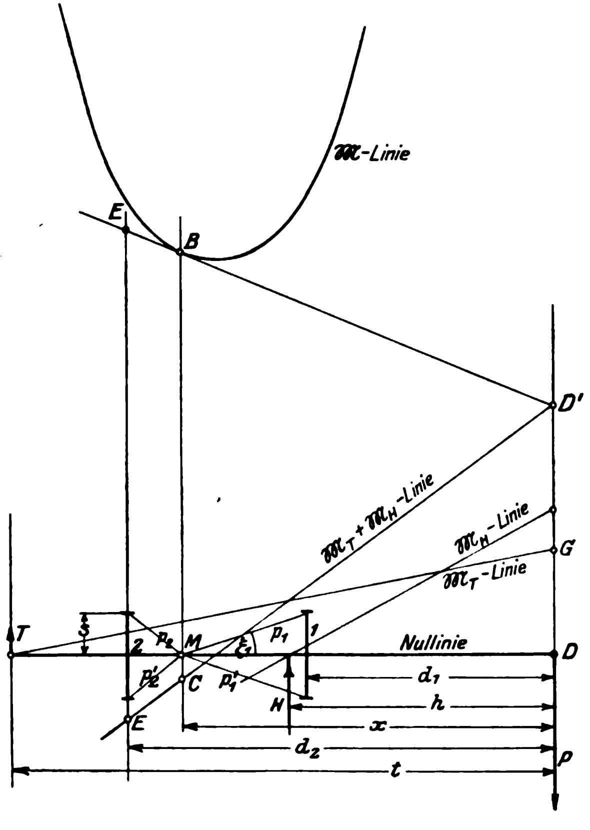



Abb. 1.

äußeren Kräfte H und T und den der Lage von D auf x und P; für H=O erhält man ein kleineres, für kleineres $d_1$ ein größeres P.

Diese Ableitung weist die Gültigkeit des Verfahrens nach für steifachsige, durch beliebige quergerichtete äußere Kräfte belastete Fahrzeuge beliebiger Achsenzahl, die „indirekt“ durch eine wagrechte und senkrecht zur Fahrzeuglängsachse liegende, am Gestell angreifende, Kraft an einer Stelle geführt sind. Bei „direkter“ Führung des Fahrzeuges, d. h. durch eine oder mehrere Schienenrichtkräfte, die auch wagrecht und angenähert senkrecht zur Fahrzeuglängsachse liegen — in Wirklichkeit sind sie von dieser Lage um den sehr kleinen Anlaufwinkel $\alpha$ verschieden — unter Anlauf eines oder mehrerer

*) Organ 1903, Beilage.

Räder, treten besondere Kraftwirkungen an den anlaufenden Rädern auf. Eine solche Schienenrichtkraft P greift bei Einpunktberührung an dem in der Hohlkehle fast senkrecht unter dem Achsmittel gelegenen einzigen Berührungspunkt zwischen Rad und Schiene an und ist die wagrechte Seitenkraft des hier von der Schiene auf das Rad übertragenen Normal- oder Spurkranzdrucks $N_1$; bei Zweipunktberührung greift sie an dem am Spurkranz vor dem Achsmittel gelegenen Berührungspunkt zwischen Rad und Schiene an und ist die wagrechte, fast senkrecht zur Fahrzeugachse liegende, Seitenkraft des hier auftretenden Spurkranzdruckes $N_2$. Die Kraft P und die in die Richtung von P fallende Komponente G der Reibung, die auf das anlaufende Rad bei der Gleitdrehung um M von der Schiene ausgeübt wird, setzen sich zusammen zum Führungsdruck oder -schub Y, der vom Rad auf die Schiene oder umgekehrt im ganzen ausgeübt wird. P ist nur gedacht, tritt nicht wirklich auf, bei Einpunktberührung, weil die Radreibung f N am gleichen Punkt wie N angreift und hier zwischen Rad und Schiene in wagrechter Richtung nur die Differenz bzw. Summe der wagrechten Seitenkräfte von N und f N, d. h. $P \pm G$, also der Führungsdruck Y, übertragen wird, aber nicht jene Seitenkräfte einzeln, s. Textabb. 3a auf nächster Seite.

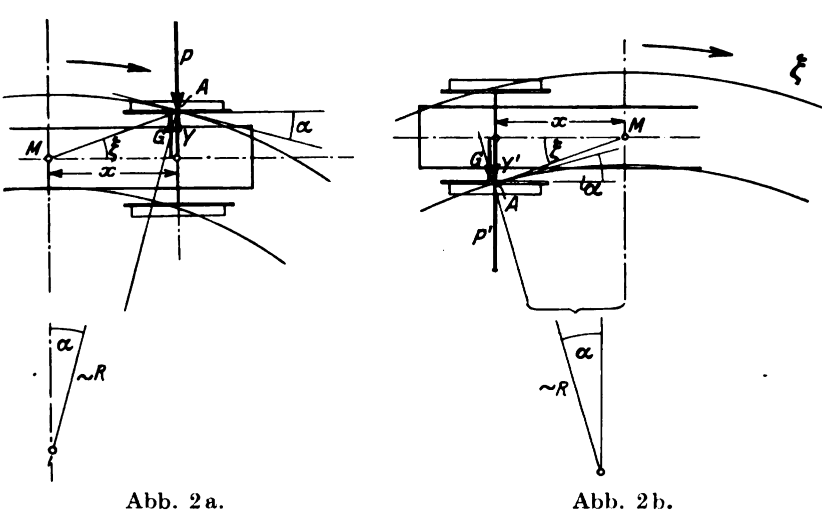



Abb. 2a. Abb. 2b.

Aus der schematischen Textabb. 2a und 2b, die streng nur für Einpunktberührung zwischen Rad und Schiene, aber sinngemäß auch für Zweipunktberührung gilt, ersieht man, daß bei vorne, vor M, außen anlaufendem Rad — dem gewöhnlichen Fall der direkten Führung — $Y = P - G$ ist, und daß dieser Ausdruck auch gilt für den Fall des hinten, hinter M, innen anlaufenden Rades, eine Art der direkten Führung, die in engen Krümmungen außer der ersteren fast bei jedem Fahrzeug vorkommt. Außerdem kann ein Rad hinten, aber noch vor M, innen oder hinten, hinter M, außen anlaufen, mit Richtung von der Schiene weg; dann tritt an ihm keine Richtkraft, sondern ein Richtwiderstand oder eine „unechte“ Richtkraft auf, die durch eine „echte“ an anderer Stelle überwunden werden muß. Während die „echte“ Richtkraft im Sinne der Gleitdrehung um M auf das Fahrzeug einwirkt, wirkt die „unechte“ ihr entgegen. Bei Auftreten unechter Richtkraft hat Y den Ausdruck $Y = P + G$.

P und G fallen bei Einpunktberührung in ihrer Richtung wie gesagt zusammen, bei Zweipunktberührung setzt sich G aus zwei Summanden zusammen, von denen einer mit P in der Richtung zusammenfällt, der andere gegen P versetzt ist. Beim nicht anlaufenden Rad ist stets $P = O$, also $Y = \pm G$ und $G = fQ \cos \xi$ (s. Textabb. 1, 2) angenähert mit dem Q des Ruhezustandes; beim anlaufenden aber hat G einen anderen Ausdruck, der bei Einpunktberührung lautet: $G' = f . N'_s . \cos \xi'$, worin $N'_s$ die senkrechte Komponente des Normaldrucks $N'$ bei anlaufendem, mit $Q' = Q + \Delta Q$ belastetem, Rade ist, s. Textabb. 3a. Da das nicht anlaufende Rad einer anlaufenden Achse mit $Q - \Delta Q$ belastet wird, sinkt Y etwas, in Textabb. 3a auf Y'; nach Textabb. 3a wäre also die Richtkraft genau durch P' dargestellt. An Stelle dieses P' gibt unser Verfahren $P_o = Y + f Q . \cos \xi$; wie die Abbildung zeigt, ist der Fehler äußerst gering. Hierbei ist $\xi = \xi'$ angenommen, was bei kleinem x nicht zutrifft, dann ist der Fehler ein wenig größer. Bei Zweipunktberührung setzt sich G zusammen aus $fQ'' \cos \xi$ und einer Komponente der Spurkranzreibung, wenn $Q''$ den durch den schräg nach oben gerichteten Spurkranzdruck und dessen Reibung entlasteten senkrechten Anlaufraddruck bedeutet; auch hier weicht also G etwas von $fQ \cos \xi$ ab, Genaueres darüber s. Bäseler: „Spurkranzreibung“.

Das Verfahren liefert daher im allgemeinen die echte Richtkraft etwas zu groß. Die Ungenauigkeit ist stets klein und sinkt mit wachsender Achszahl. Bestimmt man den Führungsdruck Y, der bei Einpunktberührung von großer praktischer Bedeutung ist, als Differenz von echter Richtkraft und $G_o$, also $Y = P_o - f Q \cos \xi$, so erhält man Y etwas zu groß, während man es ziemlich genau mit Q' statt Q in jenem Ausdruck erhält. Meistens ist $Y = P_o - f Q . \cos \xi$ genau genug; dieser Ausdruck ist einfacher zu ermitteln; der etwas zu große Wert enthält einen Sicherheitsfaktor.

Für Fahrzeuge mit einer oder mehreren seitlich verschiebbaren Achsen gilt das oben genannte Gesetz über den Mindestwert der Richtkraft nicht streng, weil das Moment der durch P zu überwindenden Reibungswiderstände dieser verschiebbaren Achsen gleich $2 f Q \frac{s^2}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$ (s. Textabb. 4) für $Z = O$ nicht, wie bei den im Rahmen festen Achsen, mit wachsendem $x_v$ zu-, sondern mit ihm abnimmt. Die Abweichung der streng richtigen P und x von den durch das Minimumverfahren unter Einsetzen des Moments $2 f Q \frac{s^2}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$ für jede Verschubachse gewonnenen ist aber praktisch stets so gering, daß dies Verfahren auch hier unbedenklich angewandt werden kann, denn auch der genauesten möglichen Ermittlung haften notwendig größere Ungenauigkeiten an infolge Unsicherheit der Reibungsziffer f. Die Genauigkeit ist um so größer, je größer die Zahl der festen zu der der verschiebbaren Achsen ist und je ferner der Reibungsmittelpunkt den Verschubachsen liegt. Das in meiner früheren Arbeit geübte umständlichere Verfahren, x zu bestimmen als arithmetisches Mittel derjenigen beiden x-Werte, deren einer $P_{min}$ zugehört für eine Achsanordnung mit nur festen Achsen, und deren anderer dem $P_{min}$ für die tatsächlich vorliegende Achsanordnung zugehört, ist meistens etwas ungenauer, das genannte einfachere ihm also vorzuziehen.

In der erwähnten Arbeit ist dieses einfache, rein zeichnerische Minimumverfahren zur Ermittlung von x und P angewandt worden auf Fahrzeuge mit folgender Achs- und Kräfteanordnung: lauter steife Achsen, steife und verschiebliche Achsen, zwei mehrachsige steifachsige Drehgestelle, ein mehrachsiges Hauptgestell mit einem vorderen mehr- und steifachsigen Drehgestell, ein mehrachsiges Hauptgestell mit einem vorderen Krauß-Drehgestell, alle Fahrzeuge bzw. Gestelle nur durch eine Richtkraft geführt, beliebige äußere quergerichtete Kräfte, aber Zugkraft $Z = O$, entsprechend $Y = Y_{max}$, wie bereits Uebelacker nachgewiesen hat. Hier soll gezeigt werden, daß das Verfahren, ergänzt durch ein-

fache Rechnungen, sich zweckmäßig viel weiter anwenden läßt*).

Von einem gut bogenläufigen Fahrzeug verlangt man statisch: 1. große Entgleisungssicherheit, 2. geringe Abnutzung der anlaufenden Räder und des Gleises, 3. geringe Druck-, Verdrehungs- und Biegungsbeanspruchung der Räder, Achswellen und des Gleises in wagrechter und senkrechter Richtung,

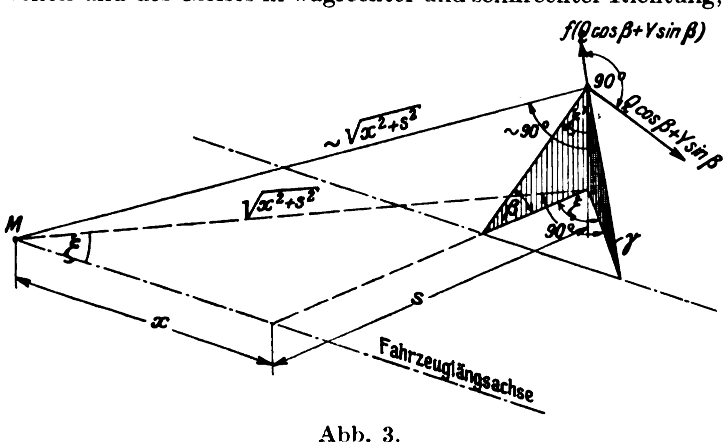



Abb. 3.

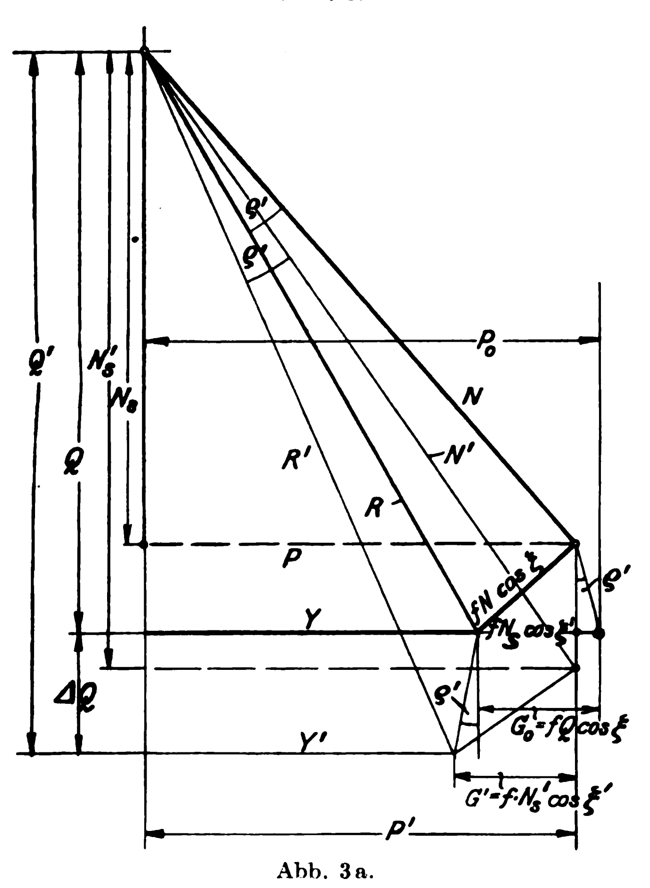



Abb. 3a.

4. geringen Krümmungswiderstand. 5. Gute Anschmiegung an die Gleiskrümmung. Die erste Forderung wird für gleichen Raddurchmesser erfüllt bei Einpunktberührung durch geringes Y und kleinen Anlaufwinkel $\alpha$, bei Zweipunktberührung durch kleines P und $\alpha$. Die Punkte 2 und 3 erfordern kleines Y bzw. kleines P, der erstere der beiden außerdem geringe Abweichung der anlaufenden Achse von der Radialstellung, also kleines x. Der Krümmungswiderstand W ist gleich dem Verhältnis der Summe der Momente der an den Radauflagerstellen auftretenden Radreibungswiderstände um den Reibungsmittelpunkt zum Krümmungshalbmesser, also unter Absehung von den besonderen Verhältnissen am anlaufenden Rade (s. oben) $W = \frac{\Sigma 2 f Q \sqrt{(x-d)^2 + s^2}}{R} = \frac{\mathfrak{M}}{R}$, entsprechend Textabb. 1 und Gleichung 1) In Wirklichkeit ist W etwas größer, bei Einpunktberührung, weil der Reibungswiderstand am anlaufenden Rad etwas größer als fQ ist, bei Zweipunktberührung deswegen, weil noch die Spurkranzreibung des anlaufenden Rades hinzukommt. Der Zuschlag, der bei Einpunktberührung zu machen ist, wird unten angenähert bestimmt. Kleines W erfordert also kleines $\frac{\mathfrak{M}}{R}$, d. h. bei gleichem R möglichst kleines P und x.

Der Sinus des Anlaufwinkels $\alpha$, damit sehr angenähert auch $\alpha$ selber, ist nach Abb. 2 gleich $\frac{x}{R}$. Die Bedingungen 1, 2, 3, 5 sollen hier nicht mathematisch formuliert werden.

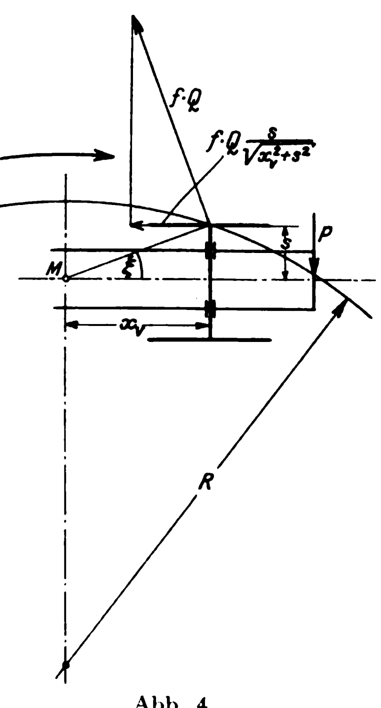



Abb. 4.

$\mathfrak{M}$ erhält man angenähert aus dem Minimumverfahren und zwar für das steifachsige Fahrzeug unmittelbar als Ordinate der $\mathfrak{M}$-Linie am Reibungsmittelpunkt, in Textabb. 1 also als MB. Bei Zusammensetzung des Fahrzeugs aus mehreren Gestellen sind deren $\mathfrak{M}$ zu addieren. Bei Vorhandensein von Verschubachsen ist $\mathfrak{M}$ die Ordinate der $\mathfrak{M}$-Linie des gleichen Fahrzeugs mit lauter steifen Achsen; denn für die Summe $\mathfrak{M}$ der Reibungsmomente ist es so gut wie gleichgültig, ob die reibende Achse aus der Mitte verschoben ist und sich teilweise selbst führt oder ob sie nicht verschoben ist und ganz durch den Rahmen geführt wird. Die Ordinate MB ergibt $\mathfrak{M}$ in Einheiten fQ; man erhält für den Bogenwiderstand in kg für eine t Fahrzeuggewicht dann den Ausdruck $w_{kg/t} = \frac{\mathfrak{M}^m}{R^m} \cdot \frac{f Q^{kg}}{n Q^{kg}} \cdot 1000$, wenn nQ das Gesamtgewicht des Fahrzeugs bedeutet, also

$$w = \frac{\mathfrak{M}}{R} \cdot \frac{f}{n} \cdot 1000 \quad \text{. . . . . . . . 2a)}$$

Somit ergibt das Verfahren unmittelbar x, P, $\mathfrak{M}$, woraus man durch äußerst einfache Rechnungen Y, $\alpha$ und W oder w angenähert erhält, damit also alle Kenngrößen der Bogenläufigkeit.

Der Zuschlag, der zu dem auf diese Weise ermittelten W bzw. $\mathfrak{M}$ für jedes anlaufende Rad zu machen ist, läßt sich für Einpunktberührung in folgender Weise angenähert be-

*) An dieser Stelle mögen zwei kleine Fehler meiner früheren Arbeit richtig gestellt werden.

1. Auf S. 108 Jahrgang 1913 des „Organs" oben muß es heißen $y_1 = \frac{2 a x_1 - a^2}{2R}$, $y_2 = \frac{2 a x_2 - a^2}{2R}$ statt $y_1 = \frac{(x_1^2 - a^2)}{2R}$, $y_2 = \frac{(x_2^2 - a^2)}{2R}$, wie sich aus Abb. 10 meiner früheren Arbeit ergibt; demgemäß lauten Gleichung 16) und 17) auf der gleichen Seite $\frac{b}{2} + x = \frac{a}{b}(x_1 - x_2)$ statt $\frac{b}{2} + x = \frac{x_1^2 - x_2^2}{2b}$.

2. Auf S. 120, Abschnitt I d 1) muß h, bzw. p die Höhe des Angriffspunktes von S, bzw. $K_d$ über demjenigen der Schienenrichtkraft und des Führungsdruckes bezeichnen statt über Achsmittel! Demgemäß ändern sich auch die darauf gegründeten Zahlenwerte vom Raddruck L etwas.

stimmen: Statt $f Q$ — mit dem Ruhewert von $Q$ — ist an der Radanlaufstelle, wie Uebelacker und Boedecker in ihren oben angezogenen Untersuchungen bereits gezeigt haben, zu überwinden der Reibungswiderstand $f\ (Q\cos\beta + Y\sin\beta)$, mit dem Anlaufwert von $Q$, worin $\beta$ der Winkel ist, den die die Schiene im Radanlaufpunkt A berührende Ebene mit der Wagrechten einschließt. Mit Rücksicht auf die Entlastung des Innenrades der anlaufenden Achse kann hier für $Q$ der Ruhewert eingesetzt werden. Dieser Widerstand muß statt über die Weglänge 1 auf der wagrechten hier nach Textabb. 3 über die Weglänge $\frac{1}{\cos\gamma}$ auf der um $\beta$ geneigten Ebene überwunden werden. Das anlaufende Rad liefert also zum $\mathfrak{M}$ des Gesamtbogenwiderstandes W des Fahrzeugs nicht den Beitrag (in mkg)

$\mathfrak{M}_a = f\,Q\sqrt{x^2+s^2}$, sondern

$\mathfrak{M}'_a = f\sqrt{x^2+s^2}\cdot\frac{Q\cos\beta + Y\sin\beta}{\cos\gamma}$, oder, da nach Abb. 3 $\frac{1}{\cos\gamma} = \frac{\cos\xi}{\cos\xi'}\cdot\frac{1}{\cos\beta}$ ist,

$$\mathfrak{M}'_a = f\sqrt{x^2+s^2}\,.(Q\cos\beta + Y\sin\beta)\,.\frac{\cos\xi}{\cos\xi'\cos\beta}$$
$$= f\,Q\sqrt{x^2+s^2}\,.\frac{\cos\xi}{\cos\xi'}\,.\left(1+\frac{Y}{Q}\,.\mathrm{tg}\,\beta\right).$$

Nun ist $\frac{\cos\xi}{\cos\xi'} = \frac{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\xi'}}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\xi}}$, oder, da nach Abb. 3 $\mathrm{tg}\,\xi' = \mathrm{tg}\,\xi\cos\beta$, $\frac{\cos\xi}{\cos\xi'} = \frac{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\xi\,.\cos^2\beta}}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\xi}}$.

Da ferner bei mehrachsigen Gestellen $(\mathrm{tg}\,\xi)_{max} \sim 0{,}3$ und $\cos(\beta_{max}) \sim 0{,}75$, ist $\frac{\cos\xi}{\cos\xi'}$ hier stets sehr angenähert gleich 1. Somit ist

$\mathfrak{M}'_a = \sim f Q\sqrt{x^2+s^2}\left(1+\frac{Y}{Q}\,.\,\mathrm{tg}\,\beta\right)$. Wie schon Boedecker gezeigt hat, ist $\mathrm{tg}\,\beta = \frac{Y+\cos\xi}{\frac{1}{f} - Y f\cos\xi}$, grob angenähert $\mathrm{tg}\,\beta = 0{,}3\,Y$, wobei Y in Einheiten $fQ$ ausgedrückt ist; damit erhält man:

$\mathfrak{M}'_a = \sim f Q\sqrt{x^2+s^2}\,.\left(1+\left[\frac{Y}{f\,Q}\right]^2.0{,}3\,f\right)$, also den Zuschlag in kg

$\Delta\mathfrak{M}_a = \mathfrak{M}_a - \mathfrak{M}'_a = \sim f Q\sqrt{x^2+s^2}\left(\frac{Y}{f\,Q}\right)^2.\,0{,}3\,f$ oder in Einheiten $fQ$: $\Delta\mathfrak{M}_a = \sim 0{,}3\sqrt{x^2+s^2}\,.\,Y^2.\,f$. Dieser Zuschlag kann bei steifachsigen Fahrzeugen sehr hoch, bis zu 25% des Gesamtbogenwiderstandes werden, darf dann also nicht vernachlässigt werden. Bei Zweipunktberührung ist ein fast doppelt so großer Zuschlag zu machen. Genaueres darüber später.

Rechnerisch und genau, aber ziemlich umständlich haben bereits Uebelacker und Bäseler die genannten „Kenngrößen" des Bogenlaufs ermittelt, jener für Einpunktberührung und die wichtigsten Achsanordnungen, Kräfte und Stellungen, dieser für Zweipunktberührung und zunächst für ein zweiachsiges Fahrzeug. Hier soll nun auf der Grundlage des Minimumverfahrens ein einfaches, zeichnerisch-rechnerisches Näherungsverfahren zur Ermittlung aller oben aufgeführten Kenngrößen des Bogenlaufs für den ganzen Krümmungsbereich $R = \infty$ bis $R = 180$ m unter Berücksichtigung aller vorkommenden Kräfte und aller möglichen Fahrzeugstellungen entwickelt und auf die systematisch geordneten, praktisch vorkommenden Lokomotiv-Achsanordnungen angewandt werden, ein Verfahren, das äußerst durchsichtig die Abhängigkeit dieser Kenngrößen von ihren Bestimmungsgrößen zeigt und daher wichtige Erkenntnisse über die Bauart bogenläufiger Fahrzeuge überhaupt bietet.

Die Ordinaten der $\mathfrak{M}$-Linien $\Sigma\, 2\,f\,Q\sqrt{(x-d)^2+s^2}$ sind im folgenden stets, wenn nichts anderes bemerkt, durch Abgreifen aus den zugehörigen schematischen halben Fahrzeuggrundrissen gewonnen, stellen also $\Sigma\, f\,Q\sqrt{(x-d)^2+s^2}$ dar, sind mit 2 und der Maßstabziffer m zu multiplizieren, um die richtigen Zahlenwerte zu ergeben. Der Angriffspunkt der Schienenrichtkraft ist stets in das Achsmittel verlegt, was bei Einpunktberührung fast genau, bei Zweipunktberührung nicht genau zutrifft. Eine Verschiebung ist ohne weiteres möglich.

## A. Zugkraft Z = 0.

### A. I. Fahrzeuge mit lauter steifen oder zum Teil verschieblichen Achsen.

Die Verschubachsen sollen soviel Spiel haben, daß sie stets anlaufen ohne Erschöpfung ihres Spiels, also lediglich sich selbst teilweise führen. Bei großen Krümmungshalbmessern R läuft das Fahrzeug außerdem lediglich mit der ersten festen Achse außen an mit der Schienenrichtkraft $P_1$ (Periode I, „Freilauf"); dafür erhalten wir $P_1$, x und W in bekannter oben angegebener Weise unmittelbar aus dem Minimumverfahren. Mit abnehmendem R nähern sich die Innenräder der steifen Hinterachsen der Innenschiene; bei

$$R = \frac{2\,x\,.\,d - d^2}{2\,\sigma} \quad . \; . \; . \; 4)$$

mit den aus der schematischen Textabb. 5 ersichtlichen Bezeichnungen läuft eine dieser Achsen an, und zwar diejenige, die dem Reibungsmittelpunkt M am nächsten liegt.

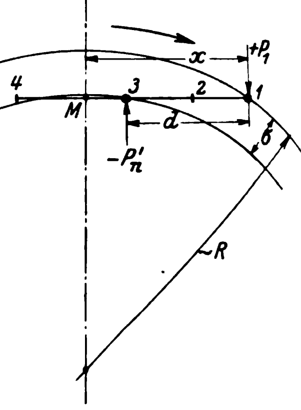


Abb. 5.

Von hier ab, bei noch kleinerem R (Periode II), wird x geometrisch nach Gl. 4) erzwungen, und tritt außer $+P_1$ noch die „echte" oder „unechte" Schienenrichtkraft $-P_n'$ an einer der Hinterachsen auf. Abnahme von R erzwingt Abnahme von x. Für ein so festgelegtes x lassen sich die beiden Schienenrichtkräfte, deren Angriffspunkte gegeben sind, leicht in folgender Weise durch das erweiterte Minimumverfahren ermitteln: Wir sehen das Fahrzeug ohne Änderung des festgelegten x als hinten freilaufend, also „zwanglos" eingestellt, an und führen eine quer von innen nach außen gerichtete äußere Kraft am hinteren Anlaufpunkt ein, von solcher Größe, daß unter ihrer Wirkung sich nach dem Minimumverfahren das vorgeschriebene x und die vordere Richtkraft $P_1$ ergeben. Für ein Fahrzeug mit vier steifen Achsen erhält man so die in Abb. 1, Taf. 25 dargestellte Konstruktion. Da M bei diesem x der dritten Achse am nächsten liegt, läuft diese mit $-P_3'$ innen an. Man errichtet in M auf der Nullinie eine Senkrechte bis zum Schnittpunkt B mit der $\mathfrak{M}$-Linie, legt in B eine Berührende an diese bis zum Schnittpunkt $A_1'$ mit der Senkrechten durch den Angriffspunkt $A_1$ der Kraft $P_1$ und verbindet $A_1'$ mit $A_3$, dem Angriffspunkt von $P_3$, durch eine Gerade, deren Verlängerung MB in E schneidet. Dann ist $BE = \frac{1}{2}P_1 x$ und $ME = \frac{1}{2}P_3'\ (x - d_3)$, oder $P_1 = 2\,.\,\frac{BE}{x} = 2\,.\,\frac{CA_3}{d_3}$ und $P_3' = 2\,.\,\frac{ME}{x-d_3} = 2\,.\,\frac{A_1'A_1}{d_3}$, $P_3'$ negativ. Die beiden Richtkräfte ergeben sich also als Streckenabschnitte

auf den Richtungen der Richtkräfte, von der Nullinie bis zu der an die $\mathfrak{M}$-Linie gezogenen Berührenden, geteilt durch den Abstand der Richtkräfte voneinander, wobei der Abschnitt auf der Richtung der einen Richtkraft sich auf die andere bezieht. Für die Richtung der ermittelten Kräfte kann man sich merken, daß ihre Abschnitte bei gleicher Richtung auf verschiedenen Seiten der Nullinie liegen. Die Momentenlinie $A_3A_1'$ der Kraft $P_3'$ braucht zur Ermittlung von $P_1$ und $P_3'$ nicht gezogen zu werden, sie dient nur zur Veranschaulichung. Bei hinterem Freilauf, d. h. für $P_3'=0$, würde sich $P_1=2.\frac{C'A_3}{d_3}$ bei dem größeren $x=x'$ ergeben. Infolge Innenanlaufens der dritten Achse mit der „unechten", weil vor M liegenden, Richtkraft $P_3'$ ist also $P_1$ größer geworden als beim Freilauf mit dem größeren x. Es wächst mit abnehmendem x bis auf seinen Höchstwert bei $x=d_3$, der ohne weiteres aus Abb. 1, Taf. 25 zu entnehmen ist. Sobald $x < d_3$ wird, wird $P_3'$ „echt", unterstützt $P_1$ und bringt dies wieder zum Abnehmen. Dies sinkt langsam mit abnehmendem x. Tritt noch die Tenderseitenkraft $+T$ im Abstand t von $P_1$ auf, so kann man deren an die Nullinie angesetzte Momentenlinie TKJ als neue Nullinie ansehen, die auf der Richtung von $P'_3$ in KC die Größe $\frac{1}{2}P_1d_3$ und auf der Richtung von $P_1$ in $JA_1'$ die Größe $\frac{1}{2}P'_3d_3$ abschneidet. Tritt statt $+T$ eine Seitenkraft $-H$ im Abstand h von $P_1$ auf, so erhält man sinngemäß $P_1=2.\frac{LC}{d_3}$ und $P_3'=2.\frac{GA_1'}{d_3}$. Treten T und H gleichzeitig auf, so sind ihre Beiträge sinngemäß zu addieren. Bei $T=0$ und $H=0$ ist $\mathfrak{M}=W.R=2.m.BM$ für den Abstand $x=x$; für $x=x'$, den Wert bei $P_3'=0$ ist $\mathfrak{M}=2.m.B'M'$. Damit ist das der ganzen folgenden Untersuchung zugrunde liegende Verfahren entwickelt.

Trägt man nun über x als Abszisse die so gewonnenen Kenngrößen als Ordinaten auf und außerdem die nach der oben angegebenen geometrischen Beziehung 4) erhaltenen R-Werte, so hat man in diesen Linien, den „Kennlinien", ein gutes Bild der Bogenläufigkeit des Fahrzeuges. Dies ist geschehen in Abb. 2, Taf. 25 für das in Abb. 1 dargestellte steifachsige Fahrzeug mit folgenden Daten: $d_3=3$m, $d_4=4{,}5$m, $\sigma=0{,}035$m bei $R \leq 300$m, mit der vereinfachenden Annahme, daß $R.\sigma$ bei $R < 300$ mit R stetig zunehme, $Q=$ konst., $H=0$, $T=0$. Für großes R besteht Freilauf mit $x=4{,}05$ m, $P_1=4{,}42$, $Y_1=3{,}46$. $W=\frac{\mathfrak{M}}{R}=\frac{17{,}8}{R}$, $w=\frac{\mathfrak{M}.f}{8R}1000$; mit $f=0{,}2$ ist $w=25\,\mathfrak{M}$. Es ist der Zuschlag $\mathfrak{M}_a-\mathfrak{M}_a'=\varDelta\mathfrak{M}_a=$ $=0{,}3\sqrt{4{,}05^2+0{,}75^2}\,.\,3{,}46^2.f$; mit $f=0{,}2$ ist $\varDelta\,\mathfrak{M}_a=2{,}96$. M liegt also der vierten Achse am nächsten; diese kommt nach Gleichung 4) zum Innenanlauf mit echter Richtkraft bei $R=232$m. Für dieses R erhalten wir mithin einschliesslich des Zuschlags der anlaufenden Achse 1 $W=0{,}0895$ und $w=2{,}24$.

Während des Innenanlaufs von Achse 4 sinkt mit abnehmendem R das x, damit auch $P_1$ und $Y_1$, durch das wachsende echte $P_4'$ entlastet. R sinkt langsam, $\alpha$ und W steigen langsam. Bei $x=3{,}75$ m, also Lage von M in der Mitte zwischen dritter und vierter Achse, beginnt die vor M liegende dritte Achse innen anzulaufen, die die vierte wieder von der Innenschiene abdrückt. Es tritt das unechte $P_3'$ an die Stelle des echten $P_4'$. Im Augenblick des Achswechsels springt $P_1$ von 4,33 auf 4,60, um bei weiter abnehmendem x zunächst noch etwas zu wachsen, bis x auf $d_3=3{,}0$ m gesunken ist, $P_3'$ zu echter Richtkraft wird. R sinkt linear mit x weiter, $\alpha$ und W steigen, dieses etwas schneller als oben. Die Zuschläge, die $Y_4$ und $Y_3$ zu W liefern, sind hier so klein, daß sie vernachlässigt werden können. Bei $R=180$ m ist einschließlich des Zuschlages der ersten Achse $\mathfrak{M}=18{,}9$, $W=0{,}105$ und $w=2{,}62$, recht hoch! $\mathfrak{M}$ schwankt zwischen 20,8 für $R=\infty$ bis $R=232$ m und 17,3 bei $R=132$ m; es nimmt stetig ab. $P_3'$ und $Y_3'$ wachsen ziemlich schnell an, so daß bei kleinem R $Y_3'=Y_1$ bzw. $P_3'=P_1$ werden kann. Hinten-Innenanlauf der vierten Achse mit echter Richtkraft ist nicht ungünstig; es dürfte sich empfehlen, ihn gegenüber dem Anlauf der dritten Achse zu verlängern durch künstliche Vergrößerung von $\sigma$, d. h. durch Schwächen der Spurkränze der dritten Achse.

Hinten-Innenanlauf erzwingt stets Verkleinerung von x; Hinten-Außenanlauf ist nur möglich bei sehr großer, nach außen gerichteter Seitenkraft; dann fällt $A_1'$ unter die Nullinie, kehren $P_3$ bzw. $P_4$ ihre Richtungen um; im übrigen ist das Verfahren dem obigen gleich. Auch die Wirkung einer Änderung der Lage der Richt- und äußeren Kräfte sowie der Achsen läßt das Verfahren sehr klar und einfach erkennen.

**A. II. Fahrzeuge, bestehend aus einem Hauptgestell und einem mehrachsigen Drehgestell, das mit jenem schwenkbar oder schwenkbar und verschiebbar verbunden ist und die beide beliebig direkt, aber nur an einer Stelle indirekt geführt werden.**

Die Schwenkung oder Verschiebung kann gegen einen Widerstand (Rück- oder Mittelstellkraft) geschehen. Bei Verschiebbarkeit besteht keine feste geometrische Abhängigkeit zwischen Hauptgestell und Drehgestell.

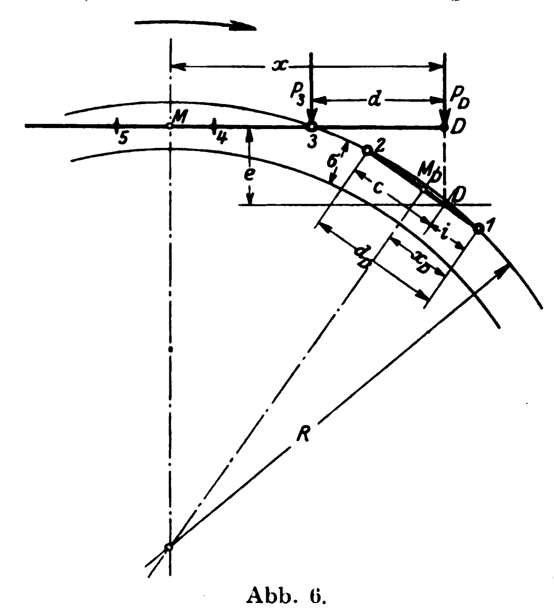


Abb. 6.

*A. II. 1. Fahrzeuge, bestehend aus Hauptgestell und vorderem Kraufs-Gestell, dessen Drehzapfen gegen eine Mittelstellkraft $P_d$ seitlich verschieblich ist. Die Schwenkung des Gestells soll frei erfolgen.*

Aus der schematischen Darstellung der Textabb. 6 ersieht man, daß, da beide Achsen des Drehgestells stets außen anlaufen, $x_d=\text{const.}=\sim\frac{d_d}{2}$ ist, also x und $x_d$ nicht voneinander abhängig sind.

Die Mittelstellkraft oder Zapfenrichtkraft $P_d$ des Drehzapfens wachse linear mit der Verschiebung e und habe bei der Verschiebung 0 eine Vorspannkraft $S_0$; dann hat $P_d$ den Ausdruck:

$$P_d=S_0+e.p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

worin p das Anwachsen der Kraft auf 1 m Verschiebung in fQ/m bedeutet, e in m und alle Kräfte in fQ gemessen sind. Weiter ist aus Textabb. 6 ablesbar die geometrische Beziehung für Außenanlauf einer Achse des Hauptgestells

$$e = \frac{2xd + d_d c - d^2 - c^2}{2R} \quad \ldots\ldots 6a)$$

ebenso für Innenanlauf

$$\sigma + e = \frac{2xd' + d_d c - d'^2 - c^2}{2R} \quad \ldots\ldots 6b)$$

mit $x_d = \frac{d_d}{2}$.

Aus 5) und 6a) 6b) erhält man folgende Beziehungen zwischen R, $P_d$ und x:

$$R = p.\frac{2xd + d_d c - d^2 - c^2}{2(P_d - S_o)} \text{ für Außenanlauf} \ldots 7a)$$

$$R = p.\frac{2xd' + d_d c - d'^2 - c^2}{2(P_d - S_o + \sigma p)} \text{ für Innenanlauf} \ldots 7b)$$

Man ermittelt nun nach dem Minimumverfahren zunächst die Zapfenrichtkraft $P_d$ für Freilauf, d. h. Führung des Hauptgestells nur durch den Drehzapfen, ohne Anlauf einer Achse, indem man z. B. für ein Hauptgestell mit drei festen Achsen nach Abb. 3, Taf. 25 vom Angriffspunkt D der Zapfenrichtkraft eine Berührende DB an die $\mathfrak{M}$-Linie legt, deren Richtung $P_d$ und deren Subtangente n ergibt, in diesem Beispiel $P_d = 1{,}75$, $x = 5{,}25$ m. Weiter bestimmt man diejenigen Achsen, die vom Freilauf aus zunächst zum Anlaufen kommen und zwar darnach, daß außen die dem Reibungsmittelpunkt M des Freilaufs fernste, innen die ihm nächste Achse zuerst anlaufen muß, im Beispiel also die dritte bzw. vierte Achse. Dann stellt man nach Gleichung 7a) und 7b) die Grenzwerte von R für Freilauf fest, erhält im vorliegenden Beispiel mit $d_3 = 3{,}0$ m, $d_4 = 4{,}5$ m, $d_d = 2{,}5$ m, $c = 1{,}5$ m, $\sigma = 0{,}035$ m, $S_o = 0{,}3$, $p = 25$, $x = 5{,}25$ m, $P_d = 1{,}75$ die Grenzwerte $R_{max} = 207$ m und $R_{min} = 154$ m. Nun ermittelt man nach dem Minimumverfahren für verschiedenes x und Außen-, bzw. Innenanlauf die zugehörigen $P_d$- und P-Werte, indem man beachtet, daß Außenanlauf x vergrößert, Innenanlauf x verkleinert. In Abb. 3, Tafel 25 ist das Verfahren für $x' = 5{,}5$ m, Außenanlauf der dritten Achse, und für $x'' = 5{,}0$ m, Innenanlauf der vierten Achse dargestellt; man errichtet in jenem Falle in M' die Senkrechte M'B' bis zum Schnittpunkt B' mit der $\mathfrak{M}$-Linie, zieht durch B' die Berührende B'C'D' und erhält in $2.\frac{A_3C'}{d_3}$ die Kraft $P_d$, in $2.\frac{DD'}{d_3}$ die Kraft $P_3$. In genau entsprechender Weise erhält man von M'' aus die zugehörigen $P_d$ und $P_4'$. $P_d$ bestimmt nun, wie in meiner früheren Arbeit gezeigt, in folgender Weise die Richtkräfte und Führungsdrücke des Drehgestelles:

$$P_1 = P_d.\frac{c}{d_d} + \frac{2}{d_d}.\frac{Q_1}{Q}.\frac{s^2 + \frac{d_d^2}{2}}{\sqrt{\left(\frac{d_d}{2}\right)^2 + s^2}} \quad \ldots 8a)$$

$$P_2 = P_d.\frac{d_d - c}{d_d} - \frac{2}{d_d}.\frac{Q_1}{Q}.\frac{s^2}{\sqrt{\left(\frac{d_d}{2}\right)^2 + s^2}} + 2\frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} \quad ..8b)$$

$$Y_1 = P_d.\frac{c}{d_d} + 2.\frac{Q_1}{Q}.\frac{\sqrt{s^2 + \left(\frac{d_d}{2}\right)^2}}{d_d} \quad \ldots 9a)$$

$$Y_2 = P_d.\frac{d_d - c}{d_d} - \frac{2}{d_d}.\frac{Q_1}{Q}.\frac{s^2}{\sqrt{\left(\frac{d_d}{2}\right)^2 + s^2}} + \frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} \quad ..9b),$$

worin $Q_1$ den Raddruck der Laufachse 1, $x_v$ die Entfernung der verschieblichen Achse 2 von M bezeichnet. Da $\frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$ fast konstant ist, so sind diese Kräfte fast nur von $P_d$ linear abhängig und haben, da $\frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} \sim 1$ ist, ziemlich große konstante Summanden.

Nun berechnet man für die verschiedenen x nach Gleichung 7a) und 7b) die zugehörigen R-Werte und erhält daraus $tg\alpha = \frac{x}{R}$. Schließlich ermittelt man W und w auf folgende Weise: Das $\mathfrak{M}$ aller Achsen des Hauptgestelles einschließlich der Verschubachse des Drehgestells erhält man als Ordinate einer $\mathfrak{M}$-Linie des Hauptgestelles mit lauter festen Achsen, in Abb. 3, Taf. 25 als $\mathfrak{M}'$-Linie eingezeichnet; dazu kommt noch der Beitrag der Laufachse des Drehgestells mit $\mathfrak{M}_d = 2.\frac{Q_1}{Q}.\sqrt{s^2 + \frac{d_d^2}{4}}$ oder $W_d = \frac{2}{R}.\frac{Q_1}{Q}\sqrt{s^2 + \frac{d_d^2}{4}}$, also unabhängig von x! Der unberichtigte Gesamtbogenwiderstand W' ist dann $= \frac{\mathfrak{M}' + \mathfrak{M}_d}{R}$; der Zuschlag und der spezifische Widerstand w werden wie oben ermittelt.

In Abb. 4, Taf. 25 sind nun wieder die so gewonnenen Kenngrößen und $S_o$ über x aufgetragen, für das vorliegende Beispiel mit $s = 0{,}75$ m, $\frac{Q_1}{Q} = 0{,}8$. Die Schienenrichtkraft $P_3$ wird bei großem R danach verhältnismäßig recht groß, $P_{3max}$ bei $R \sim \infty = 3{,}2$, $Y_{3max} = 2{,}23$. größer als die übrigen P, bzw. Y. Diese Kräfte $P_{3max}$ und $Y_{3max}$ lassen sich ermäßigen durch Vergrößern von $S_o$, wie Abb. 4, Taf. 25 ohne weiteres zeigt, aber damit steigt nach Gleichung 7) R und können $P'_4$ und $Y'_4$ bei $R_{min}$ sehr hohe Werte annehmen. Durch Vergrößern von $S_o$ von 0,3 auf 0,38 würde man z. B., wie Abb. 4, Taf. 25 zeigt $Y_{3max}$ ermäßigen auf den Wert von $Y_1$ bei Freilauf. $P_1$, $P_2$, $Y_1$, $Y_2$ schwanken ziemlich wenig mit x und liegen einander ziemlich nahe; daß $Y_1$ etwas größer als $Y_2$ ist, dürfte zweckmäßig sein, da die kleineren Räder der Laufachse bessere Führungseigenschaften haben als die größeren der Kuppelachse 2 und da $\alpha_1 < \alpha_2$ ist. $Y_1$ und $Y_2$ können einander noch mehr genähert werden durch Änderung des Verhältnisses $\frac{c}{d_d}$.

Von den verschiedenen Anschneidwinkeln haben nur $\alpha_1$ und $\alpha_3$ praktische Bedeutung, da die anlaufenden Räder der zweiten und vierten Achse von der Schiene ablaufen. $\alpha_1$ und $\alpha_3$ werden so klein, daß sie in die Zusammenstellung gar nicht aufgenommen sind; sie wachsen etwas mit abnehmendem x, da R stärker abnimmt als x. Zu dem aus der $\mathfrak{M}'$-Linie gewonnenen $\mathfrak{M}'$, schwankend zwischen 19,0 und 14,5, kommt zunächst hinzu der konstante Beitrag der Laufachse mit $\mathfrak{M}_d = 2.0{,}8.\sqrt{0{,}75^2 + 1{,}25^2} = 2{,}33$, sodann die Zuschläge für die verschiedenen anlaufenden Räder: von diesen sind die für die dritte und vierte Achse wegen des kleinen Momentenarms so gering, daß sie vernachlässigt werden können. Der für die erste und zweite Achse ist berechnet; er erhöht das W um höchstens 5%. Das so ermittelte $\Sigma\mathfrak{M}$ schwankt zwischen 22,5 bei $R = \infty$ und 17,8 bei $R = 110$, nimmt also mit abnehmendem R etwas ab. Das aus dem berichtigten $\Sigma\mathfrak{M}$ erhaltene W ist eingetragen; aus ihm erhält man $w = \frac{0{,}2.1000}{4{,}8.2}$. W = 20,8 W. Bei $R = 180$ ist $w = 2{,}32$. W bzw. w steigt erheblich mit abnehmendem x und R. Der Freilaufbereich ist in dem vorliegenden Beispiel klein; er wird maßgebend bestimmt durch die Abmessungen des Fahrzeugs und das Spiel im Gleis, könnte z. B. leicht vergrößert werden durch Schwächen der Spurkränze der vierten Achse; damit würde sich der Ast der R-Kurve für $x \leq 5{,}25$ in Abb 10 senken, würden also auch die Höchstwerte von $Y_1$, $Y_2$, $Y'_4$, $P_1$, $P_2$, $P'_4$ kleiner werden.

H und T lassen sich genau wie bei A I berücksichtigen.

Für einen seitlich unverschieblichen Drehzapfen wird $e = 0$ und bestimmt sich R bei Hinteninnenanlauf nach Gleichung 6b) mit $e = 0$. Die dritte Achse läuft dann überhaupt nicht außen an, das x des Freilaufs ist dann dessen Höchstwert, gilt hinab bis zu dem R, bei dem eine Hinterachse anläuft.

Auch auf ein rückwärtsfahrendes Fahrzeug dieser Art läßt sich das Verfahren anwenden; da dann die Stellung des Drehgestells nicht geometrisch bestimmt ist, muß sie nach dem Minimumverfahren ermittelt werden, was in diesem Falle ziemlich umständlich wird, weil jeder Stellung des Hauptgestells eine andere 𝔐-Linie des Drehgestells zugehört. Hier bietet deshalb das Verfahren kaum Vorteile vor dem rein rechnerischen.

*A. II. 2. Fahrzeuge, bestehend aus Hauptgestell und vorderem, mehrachsigem Drehgestell, das jenem gegenüber schwenkbar ist und verschiebbar sein kann.*

Die zunächst als vorhanden angesehene Verschiebung geschehe wieder gegen eine linear wachsende Mittelstellkraft des Drehzapfens $P_d = S_o + e \cdot p$. Weiter ist aus der schematischen

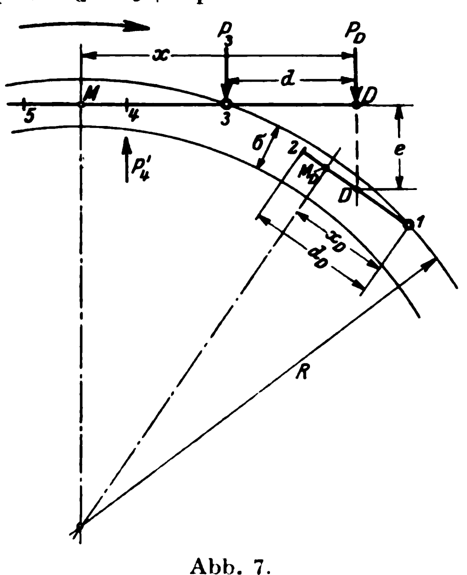



Abb. 7.

Textabb. 7 des Fahrzeugs ablesbar die bereits bekannte geometrische Beziehung
für den Außenanlauf einer Achse des Hauptgestells

$$e = \frac{2\,x\,d + x_d\,d_d - d^2 - \left(\frac{d_d}{2}\right)^2}{2\,R} \quad \ldots\ldots \quad 10a),$$

ebenso für Innenanlauf

$$\sigma + e = \frac{2\,x\,d' + x_d\,d_d - d'^2 - \frac{d_d^2}{4}}{2\,R} \quad \ldots\ldots \quad 10b)$$

Hierin ist $x_d$ im Gegensatz zu A. II. 1) veränderlich. Man erhält in der gleichen Weise wie dort:

$$R = p \cdot \frac{2\,x\,d + x_d\,d_d - d^2 - \frac{d_d^2}{4}}{2\,(P_d - S_o)} \text{ für Außenanlauf} \ldots 11a)$$

und

$$R = p \cdot \frac{2\,x\,d' + x_d\,d_d - d'^2 - \frac{d_d^2}{4}}{2\,(P_d - S_o + \sigma\,p)} \text{ für Innenanlauf} \ldots 11b).$$

Weiter verfährt man wie im Fall A. II. 1) zur Ermittlung von $P_d$ und der Schienenrichtkräfte des Hauptgestells bei Frei-, Innen- und Außenanlauf für verschiedene x, ohne die zugehörigen R zu kennen, läßt dabei bei Außenanlauf x allmählich zu-, bei Innenanlauf allmählich abnehmen, setzt dann die $P_d$ als äußere Kräfte in das Minimumverfahren des Drehgestells ein und bestimmt so die zugehörigen $P_1$ und $x_d$. Dann ermittelt man nach Gleichung 11a) und 11b) die den verschiedenen x, $x_d$ und $P_d$ zugehörigen R und die übrigen Kenngrößen in bekannter Weise und trägt sie über x zu Kennlinien auf. Das ist für eine 2-C-Anordnung in den Abb. 5, Taf. 25 u. Abb. 6, Taf. 26 durchgeführt mit folgenden Daten: $d_3 = 3{,}3$, $d_4 = 5{,}3$, $d_5 = 7{,}8$, $d_d = 2{,}2$, $\sigma = 0{,}035$ für $R < 300$, $p = 28$, $S_o = 0{,}7$, $\frac{Q_1}{Q} = \frac{Q_2}{Q} = 0{,}8$. Man erhält für Freilauf $x = 6{,}55$ und $P_d = 1{,}93$ in bekannter, in Abb. 5 dargestellter Weise. Außen läuft an die dritte als M fernste, innen zuerst die vierte als M nächste Achse. Die weitere Anwendung des Minimumverfahrens ist in Abb. 5 für $x' = 7{,}3$ — Außenanlauf der dritten Achse — und $x'' = 6{,}0$ — Innenanlauf der vierten Achse — gezeigt. Zur bequemeren Einführung von $P_d$ in das Verfahren des Drehgestells ist dessen $\mathfrak{M}_d$-Linie — auch im Maßstabe von fQ, nicht von $fQ_1$! — von der Nullinie aus nach unten gezeichnet; dann fällt die $P_d$-Momentenlinie für Haupt- und Drehgestell zusammen. Man errichtet bei $x' = 7{,}3$ das Lot M'B', zieht die Berührende B'C'D', erhält $P_3 = 2 \cdot \frac{DD'}{d_3}$, $P_d = 2 \cdot \frac{A_3C'}{d_3}$ und die Momentenlinie von $P_d$ in der Verbindungslinie von C' mit D, also der Linie C'DE'. Von E' zieht man die Berührende E'G'F' an die $\mathfrak{M}_d$-Linie und erhält $P_1 = 2 \cdot \frac{DG'}{\frac{d_d}{2}}$ und $x_d' = A_1M_d'$. Freilauf besteht für $R = 285$ bis $R = 409$. $P_4'$ ist unecht, erhöht $P_1$ ein wenig, bis x auf $d_4 = 5{,}3$ gesunken ist. Bei dem hohen $S_o$ bleiben $P_{3max}$ und $Y_{3max}$ weit unter $P_1$ und $Y_1$ bei Freilauf oder gar unter $P_{1max}$ und $Y_{1max}$ bei Innenanlauf der vierten Achse. Es empfiehlt sich, $Y_{3max}$ und $P_{3max}$ den $Y_{1max}$ und $P_{1max}$ etwas zu nähern durch Verkleinern von $S_o$, dann sinkt die ganze R-Linie, wird der R-Bereich des entlastenden Außenanlaufs der dritten Achse größer und treten $P_{1max}$ und $Y_{1max}$ bei kleineren R-Werten auf, die u. U. praktisch gar nicht mehr vorkommen. $P_4'$ und $Y_4'$ bleiben im Beispiel klein. Würde man die Spurkränze der vierten Achse schwächen, so würde vom Freilauf aus bei kleinerem R zunächst nicht die vierte Achse mit unechter, sondern die fünfte mit echter Richtkraft anlaufen, also $P_1$ erniedrigen, dann würden $P_1$ und $Y_1$ ihre Höchstwerte schon beim Freilauf erreichen. Wie man durch Verlegen des Drehzapfens D aus der Mitte des Drehgestells heraus zum Hauptgestell hin $P_1$ verringern kann, ist in Abschnitt C gezeigt. Für H und T gilt das oben Gesagte.

Die Anschneidwinkel $\alpha_1$, $\alpha_3$ und $\alpha_4$ werden so klein, daß sie in die Zusammenstellung der Abb. 6, Taf. 26 nicht aufgenommen sind; sie wachsen etwas mit abnehmendem x, weil R dabei noch stärker abnimmt. $\Sigma\mathfrak{M}$ setzt sich hier zusammen aus dem $\mathfrak{M}$ des Hauptgestells, demjenigen des Drehgestells $\mathfrak{M}_d$ und den Zuschlägen für die anlaufenden Achsen 1, 3, 4; von letzteren hat nur der der Achse 1 einen, auch nur geringen, Einfluß von $\sim 5\%$, während die der beiden anderen Achsen vernachlässigt werden können. $\Sigma\mathfrak{M}$ einschließlich des Zuschlags schwankt zwischen 20,4 bei $R = \infty$ und 16,6 bei $R = 180$, $w = \frac{\Sigma\mathfrak{M}}{R} \cdot \frac{0{,}4 \cdot 1000}{2\,(3 + 0{,}8 \cdot 2)} = 21{,}7\,\frac{\Sigma\mathfrak{M}}{R}$ demgemäß zwischen 0 und 2,0. Das aus dem berichtigten $\Sigma\mathfrak{M}$ erhaltene $W = \frac{\Sigma\mathfrak{M}}{R}$ ist eingetragen; w ist kleiner als bei den bisher behandelten Achsanordnungen.

Verändert sich die Mittelstellkraft $P_d$ mit der Verschiebung nicht, sondern behält sie einen konstanten Wert S, wie etwa bei schrägen Auflaufflächen, so läuft bei jedem praktisch vorkommenden S die erste Achse des Hauptgestells stets außen an. Man ermittelt dann zunächst nach dem

Minimumverfahren deren $P_3$, x sowie $P_1$, indem man ein konstantes $P_d = S$ als äußere Kraft für das Haupt- und das Drehgestell einführt. Diese Werte bleiben unverändert bis hinab zu demjenigen R, bei dem außer der ersten Achse des Hauptgestells noch eine weitere, und zwar hinten innen, anläuft. Für dies R besteht die aus Textabb. 8 leicht ablesbare bekannte geometrische Beziehung:

$$R = \frac{2x'(d_n - d) + d^2 - d_n^2}{2\sigma} \quad . \; . \; . \; . \; . \; 12)$$

mit dem S zugehörigen $x = x'$. x ist also jetzt geometrisch festgelegt. Man ermittelt nun für verschiedene $x < x'$ nach dem Minimumverfahren mit $P_d = S$ in der gleichen Weise wie oben $P_3$ und $P_5'$ bzw. $P_4'$ und weiter nach Gleichung 12) das zugehörige R, das sich linear mit x ändert. $P_1$ und $x_d$ behalten dabei ihren oben ermittelten Wert, da $P_d$ sich nicht ändert.

Mit $S = P_d = 1{,}06$ erhält man für das oben behandelte Fahrzeug die in Abb. 7, Taf. 26 eingetragenen Kennlinien. Es ergibt sich $x' = 7{,}3$ und $Y_1 = 2{,}0$; von hinteren Achsen läuft also als M' nächstliegende zunächst die fünfte innen an mit echter Richtkraft bei $R < 224$, dann, bei $x \leq 6{,}55$, statt dieser die

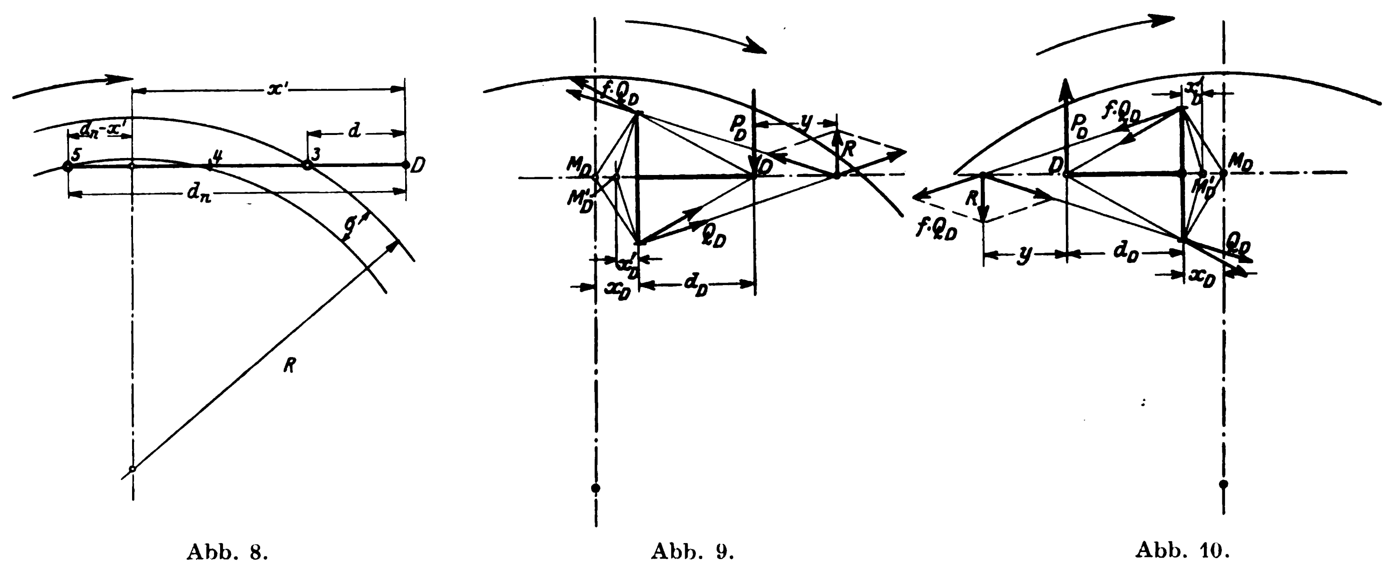


Abb. 8. Abb. 9. Abb. 10.

vierte mit unechter Richtkraft bei $R \leq 130$. Dieser ungünstige gleichzeitige Anlauf der dritten und vierten Achse liegt in diesem Beispiel also schon in einem praktisch nicht mehr vorkommenden Bereich von R. Wie sich die P und Y mit S ändern, sieht man aus dem Verlauf der $P_d$-Linie über x in Abb. 6, Taf. 25. Darnach nimmt mit wachsendem S $P_1$ zu, $P_3$ ab, bei etwas wachsendem x. Es dürfte sich empfehlen, durch eine Verringerung von S unter 1,06 das $P_1$ bzw. $Y_1$ dem $P_{3max}$ bzw. $Y_{3max}$ etwas mehr anzugleichen, wobei zu beachten ist, daß R etwas steigt.

Von den Zuschlägen zu $\Sigma\mathfrak{M}$ braucht auch hier nur der für die erste Achse berücksichtigt zu werden. Bei alleinigem Anlauf der dritten Achse ist $\mathfrak{M} + \mathfrak{M}_d = 14{,}15 + 5{,}3$ und der Zuschlag für die erste Achse $0{,}06\ \sqrt{2{,}4^2 + 0{,}75^2}\ 2^2 = 0{,}605$, also das berichtigte $\Sigma\ \mathfrak{M} = 14{,}15 + 5{,}3 + 0{,}605 = \sim 20{,}1$. Für Anlauf der dritten und fünften Achse ist das berichtigte $W = \frac{\Sigma\mathfrak{M}}{R}$ in Abb. 7, Taf. 26 eingetragen. $\Sigma\mathfrak{M}$ schwankt zwischen 20,1 bei $R = 224$ und 19,0 bei $R = 159$; bei $R = 180$ ist $w = 2{,}25$. Der Krümmungswiderstand ist etwas größer als bei veränderlicher Mittelstellkraft.

Ist der Drehzapfen unverschieblich im Drehgestell gelagert, so kommt die dritte Achse nicht zum Anlauf, eine der hinteren dagegen — mit zugehörigem d' — zum Innenanlauf schon bei größerem R; dafür besteht die neue geometrische Beziehung:

$$R = \frac{2xd' + x_d d_d - d'^2 - \left(\frac{d_d}{2}\right)^2}{2\sigma} \quad . \; . \; . \; . \; 12a),$$

nach der sich R für ein zugrunde gelegtes x und dadurch über $P_d$ festgelegtes $x_d$ bestimmt. Im übrigen ist sinngemäß wie oben zu verfahren.

Bei Rückwärtsfahrt läuft stets das Hauptgestell mit seiner dann vorauslaufenden hintersten Achse außen an, im allgemeinen außerdem die dem Hauptgestell zugekehrte Achse des Drehgestells. Auch dieser Fall läßt sich sinngemäß wie der oben ausführlich erörterte behandeln.

**A. III. Fahrzeuge, bestehend aus mehreren Gestellen, die beliebig direkt und mehrfach indirekt geführt sind und deren Stellung zueinander geometrisch bestimmt ist.**

Hierunter fallen vor allem die Hauptgestelle mit Einzel-Schwenkachsen, wobei die Schwenkung baulich durch eine Deichsel oder durch Lenker oder durch eine Kurvenführung erzielt werden kann. Diese Schwenkachsen seien zunächst für sich betrachtet. In Abb. 8, Taf. 26 ist eine solche Achse mit zugehöriger $\mathfrak{M}_d$-Linie, die hier eine Hyperbel ist und deren Ordinaten hier in der Größe $2\sqrt{x_d^2 + s^2}$ aufgetragen sind, schematisch dargestellt. D ist der Mittelpunkt des im Hauptgestell liegenden wirklichen oder ideellen Drehzapfens. Die Achse laufe zunächst frei im Gleis, dann erhält man nach dem Minimumverfahren aus Abb. 8, Taf. 26 die erforderliche Zapfenrichtkraft $P_d = \operatorname{tg}\varepsilon = \frac{BM}{d_d + x_d} = \frac{AC}{d_d}$. $x_d$ sei positiv gerechnet bei Lage von $M_d$ über die Achse hinaus, von D aus gesehen. Bei dieser Größe von $P_d$ und dieser Lage des Reibungsmittelpunktes ist also die Achse im Gleichgewicht, ohne führende Einwirkung der Schiene, lediglich indirekt durch den Zapfen geführt; hierin verhält sie sich genau wie ein System von mehreren Achsen.

Wird die Achse gezogen, ist ihr Gleichgewicht stabil, wird sie geschoben, ist es labil, wie sich aus folgender Überlegung ergibt: Das Gleichgewicht erheischt, daß sich die Richtungen aller äußeren Kräfte in einem Punkt schneiden, also hier die beiden $fQ_d$ im Angriffspunkt D von $P_d$. Wird nun eine freilaufende gezogene Achse, in Textabb. 9 schematisch dargestellt, durch irgend eine Unregelmäßigkeit auf die äußere Schiene zugetrieben, d. h. rechts herum gedreht, also $x_d$ verkleinert auf $x_d'$, $M_d$ mehr nach D zu gerückt, so schneiden sich die beiden Reibungswiderstände $fQ_d$ rechts von D und setzen sich zu einer Kraft R zusammen, die die Achse links herum wieder in die Gleichgewichtslage hineindreht; diese ist also stabil.

Wird eine geschobene freilaufende Achse, dargestellt in Textabb. 10, durch eine Unregelmäßigkeit aus ihrer Gleichgewichtslage auf die äußere Schiene zugetrieben, d. h. links herum gedreht, also $x_d$ auf $x_d'$ verkleinert, $M_d$ näher an die Achse herangerückt, so dreht die Resultierende R der Reibungswiderstände $f\,Q_d$ die Achse ebenfalls links herum, es unterstützt ihr Moment also die Unregelmäßigkeit, die Achse dreht sich soweit links herum, bis sie zum Anliegen an die Außenschiene kommt; ihr Gleichgewicht ist labil.

Zwischen $x_d$ und der Deichsellänge $d_d$ besteht bei Freilauf, wenn man die Reibungswiderstände in Einheiten $f\,Q_d$ ausdrückt, nach Abb. 8, Taf. 26 folgende Beziehung:

$$\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{2\sqrt{x_d^2+s^2}}{d_d+x_d} = \frac{dy}{dx} = \frac{d\,(2\sqrt{x_d^2+s^2})}{d\,(d_d+x_d)} = \frac{2\,x_d}{\sqrt{s^2+x_d^2}},$$

daraus $s^2+x_d^2 = d_d\,x_d + x_d^2$, also

$$x_d = \frac{s^2}{d_d} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ 13)$$

Bei kleinerem $x_d$ läuft die geschobene Achse, wie oben gezeigt, außen an, bei größerem innen, wie sich genau so ergibt. Für irgend ein vom Freilauf-$x_d$ abweichendes $x_d$ erhält man aus der Abb. 8 die erforderliche Schienenrichtkraft, für $x_d'$ dieser Abbildung z. B. $P = \frac{DD'}{d_d}$ — in diesem Falle positiv von außen nach innen gerichtet — wobei $P_d$ auf $\frac{AC'}{d_d}$ steigt; d. h. P ist bei der vorliegenden Lage von $M_d$ außerhalb des Achsstandes und bei Außenanlauf eine unechte Richtkraft, in Übereinstimmung mit den obigen Definitionen. Rechnerisch erhält man

$$P = 2 \cdot \frac{Q_d}{Q} \cdot \frac{s^2 - x_d\,d_d}{d_d\sqrt{s^2+x_d}} \text{ in Einheiten } f\,Q. \quad \ldots\ 14)$$

durch Ansetzen der Momentengleichung um D, und

$$x_d = +s\sqrt{\left(\frac{2s}{d_d}\cdot\frac{Q_d}{Q}\cdot\frac{1}{P_d}\right)^2 - 1} \quad \ldots\ldots\ 15)$$

durch Ansetzen der Momentengleichung um A.

Die Anwendung auf eine gezogene Achse ergibt sich ohne weiteres. Diese Beziehungen sind zwar an sich, aus rein rechnerischer Ableitung von Jahn, bekannt, trotzdem habe ich hier diese neue zeichnerisch-rechnerische Entwicklung gebracht, weil sie mir durchsichtiger zu sein scheint und als Grundlage für weitere Aufschlüsse notwendig ist. Man kann nämlich aus Abb. 5, Taf. 25 und Abb. 8, Taf. 26 folgende weiteren Beziehungen zwischen $x_d$, $P_d$ und P für den Fall, dass die Achslast $2\,Q_d$ einigermaßen gleichmäßig auf beide Räder verteilt ist und $M_d$ in der Gestellängsachse liegt, ablesen, für ein- und mehrachsige Gestelle:

1. Bei der Einzel-Schwenkachse können von jedem zwischen A und B″ der Abb. 8 Taf. 26 gelegenen Punkt der Richtung von P zwei Berührende an die $\mathfrak{M}_d$-Linie gezogen werden, von C′ z. B. die beiden C′B′ und C′B$_1$′, d. h. zu einem $P_d$ gehören zwei verschiedene P, deren $x_d$ gleich groß, aber von verschiedenem Vorzeichen sind, hier zu $P_d = \frac{AC'}{d_d}$ die P-Werte $\frac{DD'}{d_d}$ und $\frac{DD_1'}{d_d}$. Bei einem mehrachsigen System dagegen können bei Lage des Drehzapfens zwischen den Endachsen zu einer Schienenrichtkraft zwei verschiedene Zapfendrücke gehören.

2. Bei der Einzelachse muß das Moment der äußeren Kräfte in bezug auf die Achse, etwa von $P_d$, zwischen 0 und $2f\,Q_d \cdot s = AB''$ liegen, während es beim mehrachsigen System beliebig groß sein kann.

P = 0 erhielten wir bei $x_d = \frac{+s^2}{d_d}$; dafür ist nach Abb. 8, Taf. 26 $P_d = -\frac{2\sqrt{x_d^2+s^2}}{d_d+x_d}$, das mit $x_d = \frac{s^2}{d_d}$ den Ausdruck annimmt $P_d = \frac{-2\,s}{\sqrt{d_d^2+s^2}}$; dies $P_d$ hat bei verschiedenem $d_d$ seinen Höchstwert 2 für $d_d = 0$ und seinen Kleinstwert 0 für $d_d = \infty$. Bei diesem $x_d$ besteht bei geschobener Achse labiles Gleichgewicht. Bei kleinerem $x_d$ ist P von außen nach innen gerichtet. Für $x = \pm 0$, also Radialstellung, erhalten wir aus Abb. 8: $P_d = -P = -\frac{2s}{d_d}$, indem wir an den tiefsten Punkt der $\mathfrak{M}_d$-Linie die Berührende B″D″ legen, die parallel zur Nullinie verläuft. Die Richtkräfte sind also in dieser Achsstellung keineswegs gleich 0. In Abhängigkeit von $d_d$ haben sie bei $x_d = 0$ ihren Höchstwert $\infty$ für $d_d = 0$ und ihren Kleinstwert 0 für $d_d = \infty$. In Abhängigkeit von $x_d$ hat $P_d$ bei dieser Radialstellung seinen Höchstwert, um bei negativem $x_d$ wieder abzunehmen. Für $x_d = -d_d$ lesen wir aus Abb. 8 ab: $-P = \frac{2\sqrt{d_d^2+s^2}}{d_d}$, den Höchstwert von P in Abhängigkeit von $x_d$ und

$$P_d = \frac{C''A}{d_d} = \frac{B'''D}{d_d} - \frac{B'''E}{d_d} = \frac{2\sqrt{d_d^2+s^2}}{d_d} - \frac{2\,d_d}{\sqrt{d_d^2+s^2}} =$$

$= \frac{2s^2}{d_d} \cdot \frac{1}{\sqrt{d_d^2+s^2}}$. In Abhängigkeit von $d_d$ hat P bei diesem $x_d$ seinen Höchstwert $\infty$ für $d_d = 0$, seinen Kleinstwert $-2$ für $d_d = \infty$. Bei noch größerem negativem $x_d$ sinkt $P_d$ und wächst P, um sich asymptotisch den Grenzwerten 0 bzw. 2 bei $x_d = 0$ zu nähern. Diese Werte von $x_d$, $P_d$ und P seien der Übersicht wegen nochmals hier zusammengestellt:

| $x_d$ | $P_d$ | P | Bemerkungen |
|---|---|---|---|
| $+\infty$ | $+0$ | $-2$ | Theoretischer Grenzwert, ohne praktische Bedeutung |
| $+\frac{s^2}{d_d}$ | $-\frac{2\,s}{\sqrt{d_d^2+s^2}}$ | $+0$ | Labiles Gleichgewicht bei geschobener Achse |
| $\pm 0$ | $-\frac{2\,s}{d_d}$ | $+\frac{2\,s}{d_d}$ | Höchstwert von $-P_d$ |
| $-d_d$ | $-\frac{2\,s^2}{d_d\sqrt{d_d^2+s^2}}$ | $+\frac{2\sqrt{d_d^2+s^2}}{d_d}$ | Höchstwert von $+$ P |
| $-\infty$ | $+0$ | $+2$ | Theoretischer Grenzwert, ohne praktische Bedeutung |

In Abb. 8a, Taf. 26 sind $P_d$ und P über $x_d$ bei dem vorliegenden $d_d = 1{,}5$ m aufgetragen. Die Vorzeichen der Kräfte gelten für eine geschobene Achse; bei gezogener kehren die Kräfte ihre Richtung um.

Verteilt sich die Achslast $2\,Q_d$ stark ungleichmäßig auf die beiden Räder, so werden die Verhältnisse bei kleinem $x_d$ etwas anders, daher gelten die folgenden Untersuchungen von Achsanordnungen mit Einzelschwenkachsen (A III 1, 2, 3) nur angenähert.

*A. III. 1. Fahrzeuge, bestehend aus einem mehrachsigen Hauptgestell und vorderer Schwenkachse.*

Die Schwenkachse soll zunächst gegen eine linear mit dem Ausschlag e wachsende und in ihrer Höhe angreifende Rückstellkraft $P_r$ aus der Mittellage ausschwenken können, so daß wieder die Beziehung besteht:

$$P_r = S_o + e \cdot p.$$

Weiter ist nach der schematischen Darstellung der Textabb. 11 auf folgender Seite: $e = \frac{x + d_d + x_d}{R} \cdot d_d$, also

$$R = p \cdot d_d \cdot \frac{x + d_d + x_d}{P_r - S_o} \quad \ldots \ldots \ldots 16)$$

Diese Beziehung gilt allgemein, ob Achsen des Hauptgestells anlaufen oder nicht. Bei Außenanlauf der ersten festen Achse des Hauptgestells ist nach Textabb. 11

$$y = \sqrt{x^2 + a^2} = \sqrt{(d_d + x_d)^2 + b^2} \text{ mit } a = R - \frac{(x-d)^2}{2R}$$

$$\text{und } b = R - \frac{x_d^2}{2R};$$

daraus erhält man:

$$R = \sqrt{\frac{x^4 - x_d^4 - 4 \cdot dx^3 + 6 d^2 x^2 - 4 d^3 x + d^4}{+ 8 x_d d_d - 8 \cdot xd + 4 d^2 + 4 d_d^2}} \quad \ldots 17)$$

einen etwas umständlichen Ausdruck. Für $R = \infty$ ist darnach $8 x_d d_d - 8 xd + 4 d^2 + 4 d_d^2 = 0$, oder

$$x_d = x \frac{d}{d_d} - \frac{d^2 + d_d^2}{2 d_d} \quad \ldots \ldots \ldots 17a)$$

eine sehr einfache bekannte Beziehung, die näherungsweise für alle in unseren Betrachtungen vorkommenden R-Werte gilt; d. h. wir können näherungsweise von dem Einfluß von R auf die Beziehung zwischen x und $x_d$ absehen, bei verschiedenem R die gleiche einfache lineare Abhängigkeit zwischen den beiden Größen annehmen.

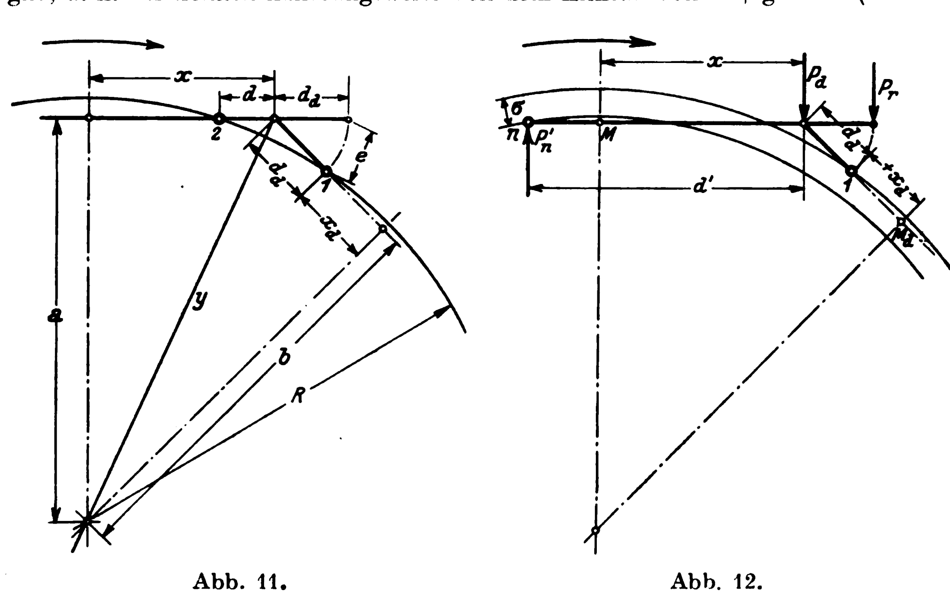



Abb. 11. Abb. 12.

Wir verfolgen nun das Fahrzeug beim Einlauf in die Krümmung. Sobald die Schwenkachse in den zunächst sehr flach gekrümmten Gleisbogen einläuft, beginnt sie gegenüber dem Hauptgestell auszuschwenken und damit ein gewisses $P_r > S_o$ wachzurufen, wenn nicht etwa, was praktisch fast nie vorkommt, $S_0$ so groß ist, daß es zusammen mit $P_d$ allein das Hauptgestell führen kann. Im allgemeinen ist bei kleinem Ausschlag e auch die Kraft $P_r$ noch nicht groß genug, um zusammen mit $P_d$, das stets positiv ist und daher $P_r$ unterstützt, das Hauptgestell zu führen; das System knickt vielmehr dann so weit durch, bis die erste feste Achse des Hauptgestells mit der echten Richtkraft $+P_2$ an die äußere Schiene anläuft. Dann besteht zwischen x und $x_d$ näherungsweise die lineare geometrische Beziehung 17a, und das Hauptgestell wird geführt durch die drei positiven echten Richtkräfte $P_r$, $P_d$ und $P_2$ (Periode I). Für irgend ein x ist also $x_d$ — ziemlich unabhängig von R — festgelegt, durch $x_d$ der auf die Schwenkachse ausgeübte Zapfendruck $-P_d$ und die Richtkraft $+P$ oder $-P$, die das Gleis auf die Schwenkachse ausüben müßte, wenn $P_r$ nicht vorhanden wäre, beide gewonnen aus dem Minimumverfahren für die Schwenkachse. Setzt man $+P_d$ als äußere Kraft in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein, so gewinnt man aus diesem durch einfaches Ziehen einer Berührenden an dessen 𝔐-Linie $P_2$ und $P_r$ und erhält schließlich $P_1$ als Summe oder Differenz von $P_r$ und P. Das zugehörige R endlich gewinnt man aus Gleichung 16). Diese Ermittlung ergibt, daß mit abnehmendem x die Größen $x_d$, R, $P_2$ abnehmen, $P_r$ aber zunimmt, $P_d$ im allgemeinen ein wenig abnimmt. Wie spielt sich dieser Vorgang anschaulich ab? Daß mit abnehmendem x auch $x_d$ bei unverändertem R abnehmen muß, zeigt Textabb. 11, in der sich das System um Punkt 1 und 2 bei Änderung von x dreht. Sie zeigt auch, daß bei Abnahme von R schon bei unverändertem x und $x_d$ das System stärker durchknicken, also $P_r$ zunehmen muß, was noch stärker bei abnehmendem x der Fall sein muß. Nimmt die eine Richtkraft des Hauptgestells $P_r$ zu, so muß bei ziemlich unveränderter zweiter Kraft ($P_d$) die dritte ($P_2$) abnehmen. Das zunehmende $P_r$ verkleinert trotz abnehmendem $P_2$ das x. Verkleinerung von x und $x_d$ und stärkere Durchknickung des Systems müssen nach Textabb. 11 das R zu starkem Sinken bringen.

Bei $P_2 = 0$ und dem zugehörigen x und R löst sich Achse 2 von der Außenschiene ab, beginnt der „Freilauf" des Hauptgestells (Periode II), das von nun an nur durch $P_d$ und $P_r$ geführt wird, und dessen x nicht mehr die rein geometrische Beziehung 17a) zu $x_d$ hat. Auch während des Freilaufs muß, wie Textabb. 11 zeigt, mit abnehmendem R das System stärker durchknicken, also $P_r$ zu- und damit x abnehmen, womit auch hier notwendig eine Abnahme von $x_d$ verbunden ist. Man gewinnt hier aus dem Minimumverfahren des Hauptgestells für nach und nach kleinere Werte von x die zugehörigen Werte von $P_r$ und $P_d$, setzt $-P_d$ in das Minimumverfahren der Schwenkachse ein und gewinnt daraus das zugehörige $x_d$ und P, erhält schließlich $P_1$ als Summe oder Differenz von $P_r$ und P, sowie R aus Gleichung 16). Für P, also auch $x_d$, sind dabei, wie oben ausgeführt, zwei Werte möglich; da aber Freilauf nur bei Abnahme von $x_d$ mit abnehmendem x möglich ist und der +Wert von $x_d$ mit abnehmendem x zunimmt, kommt nur dessen anderer, der —Wert in Frage. Hat daher $x_d$ am Schluß der Periode I einen positiven Wert, so springt dieser beim Übergang zum Freilauf auf einen kleinen negativen oder auf $\pm 0$, dabei nimmt P plötzlich zu, x und $P_d$ ebenfalls ein wenig, während $P_r$ unmerklich abnimmt. Die neuen Werte müssen dem Minimumverfahren und der Gleichung 16) genügen. Im Augenblick des Überganges streckt sich also das System ein wenig. Das gilt jedoch nur für diesen Augenblick, im weiteren Verlauf des Freilaufs sinkt allmählich x mit abnehmendem R und nimmt $P_r$ weiter zu.

Mit sinkendem R und gleichzeitig abnehmendem x nähert sich eine Hinterachse des Hauptgestells der Innenschiene. Ihr Anlauf bedeutet Beginn der Periode III; er tritt ein, sobald, wie aus Textabb. 12 ablesbar,

$$R < \frac{2 x d' - 2 x_d d_d - d'^2 - d_d^2}{2 \sigma} \quad \ldots \ldots 18)$$

wird. Bei Innenanlauf kommen also wieder x und $x_d$ in rein geometrische Abhängigkeit voneinander, die nach $x_d$ aufgelöst lautet

$$x_d = x \frac{d'}{d_d} - \frac{d'^2 + d_d^2}{2 d_d} - \frac{R \sigma}{d_d} \quad \ldots \ldots 18a)$$

wonach $x_d$ nicht mehr nur von x, sondern auch von R abhängig ist. Das Hauptgestell ist jetzt durch $-P_n'$, $+P_d$ und $+P_r$ geführt; darin ist $P_d$, als durch $x_d$ bestimmt, nicht mehr allein von x, sondern außerdem, nach Gleichung 18), von R abhängig, das wiederum nach Gleichung 16) durch $P_r$ bestimmt wird.

Diese Kraft soll aber erst ermittelt werden. Daher muß man hier zunächst eine der drei Richtkräfte in geschätzter Größe in das Minimumverfahren des Hauptgestells einführen und dann rückwärts die Richtigkeit der Schätzung feststellen. Man wählt dazu am besten $P_d$, weil es meist klein und daher von geringem Einfluss ist und außerdem sich nur wenig ändert. $\Sigma\mathfrak{M}$ des Krümmungswiderstandes setzt sich hier aus dem $\mathfrak{M}$ des Hauptgestells ohne Verschubachse, dem der Schwenkachse $\mathfrak{M}_d$ und dem der etwa vorhandenen Verschubachse $\mathfrak{M}_v$ und den Zuschlägen für die anlaufenden Räder, von denen im allgemeinen nur der von Achse 2 von einiger Bedeutung ist, zusammen.

Das Verfahren ist für ein Fahrzeug, das aus einem vierachsigen Hauptgestell, dessen zweite Achse verschieblich ist, und einer vorderen Schwenkachse besteht, durchgeführt in Abb. 9 und 10, Taf. 26 mit folgenden Daten: $d_d = 2{,}0$, $d = 0{,}5$, $d_4 = 3{,}5$, $d_5 = 5{,}0$, $\frac{Q_d}{Q} = 0{,}8$, $p = 25$, $S_0 = 0{,}5$, $\sigma = 0{,}035$ für $R < 300$. Man geht von einem recht großen x — für ein recht kleines $P_r$, das aber noch nicht festliegt — aus, etwa, indem man durch $A_2$, den Angriffspunkt von $P_2$, die Berührende $A_2B$ an die $\mathfrak{M}$-Linie des Hauptgestells zieht, erhält dafür $x = 4{,}88$ und nach Gleichung 17a) $x_d = +0{,}158$. Dafür ergibt das Minimumverfahren der Schwenkachse $P_d = 2 \cdot \frac{A_1H}{d_d} = -\ 0{,}6$ und $P = 2 \cdot \frac{DE}{d_d} = +\ 0{,}26$. Verbindet man H mit dem Zapfenmittelpunkt D durch eine Gerade, so stellt diese die Momentenlinie von $P_d$ dar, welche zusammen mit der verlängerten Berührenden $CA_2B$ die Momente $GA_2 = \frac{P_r}{2}(d_d + d)$ und $HC = \frac{P_2}{2}(d_d + d)$ auf den Richtungen von $P_2$ und $P_r$ abschneidet; man erhält $P_r = -0{,}12$ und $P_2 = 2{,}72$; tatsächlich kann $P_r$ nicht unter $S_0 = +0{,}5$ sinken, das Ausgangs-x ist also reichlich groß gewählt, hat keine praktische Bedeutung. In gleicher Weise ermittelt man für verschiedene kleinere Werte von x die zugehörigen $x_d$, $P_d$, P, $P_r$, $P_1$ und $P_2$ und berechnet R nach Gleichung 16). Positives $x_d$ bei positivem $P_1$, d. h. die ungewöhnliche Stellung der vorauslaufenden führenden Achse, von der Anlaufschiene abzulaufen, wird durch den Außenanlauf der Achse 2 erreicht. In dieser Periode I sinkt x von $x_{max} = 4{,}77$ für $R = \infty$, $P_r = S_0 = 0{,}5$ auf $x_{min} = 4{,}39$ für $P_2 = 0$. An ihrem Ende ist $R = 296$, $P_r = 1{,}58$, $P_d = 0{,}6$, $P = 0{,}53$, also $P_1 = 2{,}11$ und $x_d = +0{,}035$; der Übergang zum Freilauf muß also mit einem kleinen Sprung geschehen. Es springt $x_d$ auf $\sim 0$, P auf 0,6, die Änderung von x und $P_r$ und $P_d$ ist verschwindend klein, $P_1$ steigt auf 2,18. Während des Freilaufs nimmt x weiter mit sinkendem R ab. Für $x' = 4{,}37$ ergibt sich folgende Ermittlung. Man errichtet die Senkrechte M′B′ bei $x' = 4{,}37$ und zieht die Berührende B′D′C′, welche $DD' = \frac{P_r}{2} \cdot d_d = \frac{1{,}65}{2} d_d$ und $A_1C' = \frac{P_d}{2} \cdot d_d = \frac{0{,}48}{2} d_d$ abschneidet, zieht weiter die Berührende C′F′E′ an die $\mathfrak{M}_d$-Linie der Schwenkachse, welche $A_1M_d'$ als $-x_d = 0{,}5$ ergibt und $DE' = \frac{P}{2} d_d = \frac{1{,}4}{2} \cdot d_d$ abschneidet. $P_1$ erhält man als Summe von $P_r$ und P zu 3,05 und R aus Gleichung 16). In diesem Freilaufbereich ändern sich alle Richtkräfte und R und x sehr stark. Sobald R nach Gleichung 16) und 18) mit $d' = d_5' = 5$ den gleichen Wert annimmt, läuft die fünfte Achse innen an, beginnt Periode III. Das ist der Fall bei $R = 245$ und $x = 4{,}365$. x und R nehmen in der Periode III weiter ab. Wie sich $x_d$, $P_d$ und $P_r$ hierbei ändern, ist von vornherein nicht klar. Ein Versuch zeigt, daß bei weiter zunehmendem $-x_d$ und abnehmendem $P_d$ keine Gleichheit von R nach Gleichung 16 und 18 möglich ist; es muß daher mit abnehmendem x das $-x_d$ auch ab- und $P_d$ demgemäß zunehmen, d. h. $M_d$ sich wieder nach vorne bewegen. Naturgemäß kann es sich nur um eine sehr geringe Abnahme von $-x_d$ und Zunahme von $P_d$ handeln. Es werde für $x = 4{,}3$ das $P_d = 0{,}45$ vorläufig gewählt, dem entspricht nach dem Minimumverfahren oder nach Gleichung 15) ein $-x_d$ von 0,66. Setzt man das Moment $\frac{P_d}{2} \cdot d_d = A_1C''$ in das Diagramm des Hauptgestells ein, so erhält man daraus in bekannter Weise durch Ziehen der Momentenlinie C″DJ von $P_d$ und der Berührenden B″C‴ im Abschnitt JK das Moment $\frac{P_r}{2}(d_5 + d_d) = 1{,}68 \cdot \frac{1}{2} \cdot 7{,}0$ und im Abschnitt C″C‴ das Moment $\frac{P_5'}{2}(d_5 + d_d) = -\frac{0{,}057}{2} \cdot 7{,}0$. Setzt man dieses $P_r$ und $x_d$ in die beiden Ausdrücke für R ein, so ergeben beide $R = 238$. Die Wahl von $P_d$ war also richtig. Bei $x = 4{,}25$, $R = 228$ löst die vierte Achse die fünfte im Innenanlauf ab und es tritt das unechte $-P_4'$ an die Stelle des echten $P_5'$. Gleichgewicht im Augenblick des Überganges erfordert Erfüllung der Gleichung 16) sowohl bei Anlauf der fünften als der vierten Achse. Da aber Ersatz von $P_5'$ durch $P_4'$ eine Änderung von $P_r$ nach sich zieht, so müssen sich im Augenblick des Anlaufbeginns von Achse 4 mit $P_r$ auch x und $x_d$ sprungweise ändern, damit ein neuer Gleichgewichtszustand erreicht wird. Auch hier kann es sich nur um kleine Änderungen handeln. Wir schätzen das neue x zu 4,21, erhalten dafür aus Gleichung 18a) bei $R = 228$ und $d' = d_4 = 3{,}5$ ein $x_d = -0{,}68$, aus dem Minimumverfahren der Schwenkachse oder aus Gleichung 15) $P_d = 0{,}445$ und aus Gleichung 16) $P_r = 1{,}72$. Den gleichen Wert $P_r$ muß das Minimumverfahren geben, wenn bei $x = 4{,}21$ Gleichgewicht herrschen soll, was tatsächlich der Fall ist. Im Augenblick des Anlaufwechsels springen also x und $x_d$ von 4,25 auf 4,21 bzw. von $-0{,}63$ auf $-0{,}68$, womit natürlich Stöße verbunden sind. Für kleineres x verfährt man wie oben. P, $P_r$, $P_1$ und $-x_d$ nehmen dabei langsam zu, bis x auf $d_4 = 3{,}5$ gesunken ist; R sinkt dabei sehr langsam. P ist auf dem ganzen Verlauf positiv, von außen nach innen gerichtet, weil $+x_d$ den kritischen Wert $\frac{s^2}{d_d} = 0{,}281$ niemals erreicht.

$\Sigma\mathfrak{M}$ setzt sich zusammen aus dem $\mathfrak{M}$ des Hauptgestells, dem der Schwenkachse $\mathfrak{M}_d$ und dem hier rechnerisch ermittelten Beitrag der Verschubachse $\mathfrak{M}_v = 2x_v^2 \frac{1}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$; die Zuschläge der anlaufenden Räder der Achsen 1, 2, 4, 5 können sämtlich vernachlässigt werden, entweder wegen des sehr kleinen $(x - d)$ bzw. $x_d$ oder des sehr kleinen Y. $\Sigma\mathfrak{M}$ ändert sich wenig, von 19,95 bei $x = 4{,}77$, $R = \infty$ auf 16,5 bei $x = 3{,}72$, $R = 180$; $\mathfrak{M}_d$ ist ziemlich belanglos, $\mathfrak{M}_v$ dagegen erheblich; in Abb. 22 ist $W = \frac{\Sigma\mathfrak{M}}{R}$ eingetragen. w hat den Ausdruck $\frac{0{,}2 \cdot 1000}{2 \cdot 4{,}8} \cdot W = 20{,}8\,W$; es ist $w = 1{,}91$ bei $R = 180$.

Im Gegensatz zu den bisher behandelten Fahrzeugen ist x bei Freilauf hier nicht konstant, sondern, wenn auch nur wenig, veränderlich, und zwar wegen der Unverschieblichkeit des Drehzapfens D und des Ansteigens von $P_r$ mit dem Ausschlag e. Und es geht hier der Wechsel im Innenanlauf der Hinterachsen nicht stetig, sondern unter einem Sprung von x und $x_d$ mit entsprechenden Stößen vor sich. $P_1$ und $Y_1$ steigen hoch an. $P_1$ ist die Summe von P und $P_r$; P könnte nach Abb. 8 und 9, Taf. 26 und den obigen Ausführungen über die Einzelachse verringert werden durch Vergrößerung von $+x_d$, was man während der Periode I nach Gleichung 17a) durch Vergrößerung des

Verhältnisses $\frac{d}{d_d}$, also Vorverlegung des Zapfendrehpunktes, erreichen könnte; doch wäre damit ein größerer Sprung von $+x_d$ auf $-x_d$ beim Übergang zum Freilauf verbunden. $P_r$, den anderen Summanden von $P_1$, kann man in andere Beziehung zu R bringen, wie Gleichung 16) zeigt; und zwar erreicht man darnach durch Verringerung sowohl von p als von $S_0$ eine Senkung von R gegenüber $P_r$ während des ganzen Verlaufs; dabei ist zu beachten, daß Senken von $S_0$ Steigen von $P_{2max}$ nach sich zieht. Das starke Ansteigen von P während des Freilaufs könnte ein wenig verringert werden, wie Abb. 8 und 9, Tafel 26 zeigen, durch Verlängerung der Deichsel, also Vergrößerung von $d_d$; aber, wie die gleichen Abbildungen zeigen, würde damit $P_d$ noch viel stärker abnehmen und infolgedessen $P_r$, der andere Summand von $P_1$, stark zunehmen, so daß dieses nicht ab-, sondern sogar zunähme. Die günstigste Lage von D für das freilaufende Fahrzeug, ob mit, ob ohne Rückstellvorrichtung, ist in Abschnitt C besonders untersucht. Im vorliegenden Beispiel würde bei Freilauf das P sogar seinen Höchstwert $\frac{Q_1}{Q} \cdot 2 \cdot \frac{\sqrt{d_d^2+s^2}}{d_d} = 1{,}71$ (s. S. 489 r. o.) erreichen, wenn die fünfte Achse erst bei etwas kleinerem x anliefe, als es wirklich der Fall ist. Es empfiehlt sich also mit Rücksicht hierauf, den Freilaufbereich möglichst klein zu halten durch möglichst frühen Innenanlauf einer Hinterachse, was man bei gegebenem Radstand durch Verringerung des Spiels $\sigma$ erreichen kann. Dieser Innenanlauf soll möglichst mit echtem $P'$ geschehen, aber selbst Innenanlauf mit unechtem $P'$ ist hier vorteilhaft, weil dabei $P_r$ zwar etwas wächst, aber erheblich weniger als bei Freilauf, und zwar weil $P_d$ jetzt zunimmt.

*Fahrzeuge ohne Rückstellvorrichtung* behandelt man in folgender Art: Für Periode I, Anlauf der Achse 2 außen, schätzt man x, bestimmt durch das Minimumverfahren des Hauptgestells $P_2$ und $P_d$, aus dem Minimumverfahren für die Schwenkachse $x_d$ und $P = P_1$; bei richtiger Schätzung muß $x_d$ der Gleichung 17a) genügen. Freilauf tritt nur bei sehr kleiner Deichsellänge auf, bei der üblichen Lage von D nicht. Bei einem gewissen geometrisch bestimmten R läuft eine Hinterachse des Hauptgestells mit $-P'_n$ innen an, von da an (Periode II) wird das Hauptgestell durch $P_d$, $P_2$, $-P_n'$ geführt. x ist geometrisch festgelegt, $x_d$ ebenfalls nach Gleichung 17a), mithin auch $P_d$. Man trägt die $\mathfrak{M}_d$-Linie für irgend ein $x_d$ in das Diagramm des Hauptgestells ein und ermittelt durch das Minimumverfahren für das zugehörige x die Kräfte $P_2$ und $-P_n'$. Das Verfahren ist außerordentlich einfach. Ähnlich wird der Fall *konstanter Rückstellkraft* behandelt.

(Schluß folgt.)

## Über die zweckmäßige Größe des Schrumpfmaßes der Radreifen.

Von Oberregierungsrat Ing. **Alexander Pogány**, Generaldirektorstellvertreter der D. S. A. Eisenbahngesellschaft in Budapest *).

Hierzu Tafel 27.

In den Radreifen der Eisenbahnfahrzeuge können bei der z. Z. bestehenden Bemessung des Schrumfpmaßes erhebliche Spannungen auftreten, die in ungünstigen Fällen zu Brüchen und damit zu Betriebsgefährdungen führen. Die folgenden Ausführungen sollen sich daher mit einer neuen Bestimmung dieses Maßes befassen.

Die Radreifen werden bekanntlich mit einem etwas geringeren Durchmesser als der Radkranz ausgedreht und dann angewärmt auf den Radkranz gebracht, auf welchem sie infolge der nach der Abkühlung entstehenden Spannung festsitzen. Man wählt eine Temperatur, bei der der Radreifen leicht auf das Rad gezogen werden kann. Wird das Schrumpfmaß mit $\varepsilon$ die lineare Wärmeausdehnung des Baustoffes mit $\alpha$ bezeichnet, so ist

$$\varepsilon = \alpha\, t, \text{ hieraus } t = \frac{\varepsilon}{\alpha}.$$

$$\text{Mit } \alpha = \frac{1}{84600} \text{ und } \varepsilon = \frac{1}{1000} \text{ wird } t = 85^0\,C.$$

Tatsächlich wird eine Temperatur von 150 bis 200° C angewendet, damit der Radreifen leichter aufgezogen werden kann. Eine höhere Temperatur verursacht überflüssige Kosten und kann Verziehen des Materials hervorrufen. Das Schrumpfmaß beträgt gewöhnlich $\frac{1}{1000}$; diese empirische Regel ist einfach und bequem; bei einem Rad vom Durchmesser d wird der Reifen um $\frac{1}{1000}$ d kleiner gehalten, damit die erforderliche Spannung erreicht wird. Der Grund für diese Regel ist der, daß man dem Reifen eine konstante Spannung verleihen wollte, denn bezeichnet man den Elastizitätsmodul des Stahls mit E, die Spannung mit $\sigma$, so ist $\sigma = \varepsilon E$; für $E = 2\,000\,000$, also $\sigma$ einheitlich $= 20$ kg/mm**). Die Erfordernisse des Festsitzens decken sich jedoch nicht mit diesem Gang der Berechnung. Der auf die Flächeneinheit des Radkranzes wirkende Druck sei p, die Mittelkraft dem senkrechten Durchmesser paralleler Seitenkräfte an den einzelnen Flächenteilchen des oberen oder unteren Halbkreises 2 P, die Breite des Radreifens b; dann ist bekanntlich $2\,P = 2\,p\,b\,r$. Ferner ist $P\,2 = 2\,F\sigma$, wo F den Querschnitt des Radreifens bedeutet, folglich

$$p\,b\,r = F\sigma \text{ und}$$

$$p = \frac{F\sigma}{b\,r}.$$

Nach den T.V. § 68, Ziff. 1 gilt für die Breite des Radreifens als Mindestmaß 130 mm, als Höchstmaß 150 mm, als Mittelwert wurden für die gegenwärtige Betrachtung Radreifen von 140 mm Breite und 70 mm Stärke gewählt und der spezifische Anpressungsdruck für verschiedene Raddurchmesser auf Grund der obigen Formel berechnet. Die Raddurchmesser als Abszissen und die Werte des spezifischen Druckes als Ordinaten aufgetragen, erhalten wir die in Textabb. 1 dargestellte Kurve.

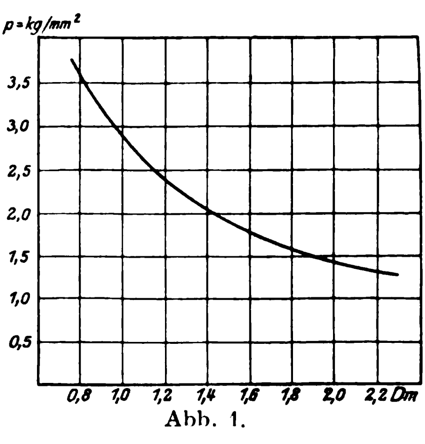


Abb. 1.

Es ist klar, daß auf Räder kleinen Durchmessers ein verhältnismäßig großer, auf die großen Räder aber ein geringer Druck wirkt. Hieraus ist auch die bei kleineren Rädern manchmal wahrnehmbare Formveränderung infolge zu großen Druckes erklärlich und hierin liegt sowohl die Ursache mancher Radreifenbrüche, wie auch des Losewerdens der Reifen an Rädern mit großem Durchmesser.

Es ist daher notwendig, daß das Schrumpfmaß richtiger festgesetzt wird, nämlich in der Weise, wie es in Abb. 1, Taf. 27 dargestellt ist.

*) Aus der „Studie über die Ursache eines Lokomotivradreifenbruches", vorgetragen am 24. Mai 1928 in Debrecen (Ungarn) in der Sitzung des Baustoffausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen.

**) Leitzmann-v. Borries, Lehrbuch des Lokomotivbaues.

Die zur Abszissenachse parallele Linie A veranschaulicht das gegenwärtig allgemein gebrauchte Schrumpfmaß $\varepsilon = \frac{1}{1000}$ d, die Linie B gibt die für einen Baustoff von 50 bis 75 kg/mm² Festigkeit, vornehmlich für Martinstahl vorzuschlagenden Werte, die Linie C die für Tiegelgußstahl, Chrom-, Vanadium- und sonstigen Spezialstahl mit hoher Fließgrenze von wenigstens 50 kg/mm² empfohlenen Werte.

Ohne langwierige Berechnungen anzuführen, wollen wir nur die Leitgedanken erwähnen, die der Festsetzung des neuen Schrumpfmaßes zugrunde gelegt wurden:

a) Berücksichtigung der Elastizitätsgrenze des verschiedenen Radreifenbaustoffes, welche natürlich nicht überschritten werden darf, weshalb für Stoffe mit größeren und geringeren Gütewerten verschiedene Schrumpfmaße zu verwenden sind;

b) der aus der Statistik der Radreifenschäden feststellbare Umstand, daß bei den Rädern von 1,4 bis 1,6 m Durchmesser die wenigsten Schäden, sowohl hinsichtlich der Formänderung der Räder wie der Brüche auftreten, weshalb das bisherige Schrumpfmaß bei dem zumeist verbreiteten Martinstahl für Räder dieses Durchmessers auch beibehalten wird (Schnittpunkt A und B in Abb. 1, Taf. 27);

c) es wurde auch darauf Gewicht gelegt, daß bei verschiedenen Durchmessern anzuwendende Schrumpfmaß in einfacher Weise bestimmen zu können, weshalb an Stelle der berechneten, von einer Geraden übrigens nur in geringem Maße abweichenden Kurve eine Gerade angenommen wurde;

d) schließlich wurde auch die Beanspruchung des Radreifens berücksichtigt, welche bei der bei Anwendung des neuen Schrumpfmaßes auftretenden größten Materialspannung von 28 kg/mm², die zulässige Grenze noch nicht überschreitet.

Es wurde demnach der für festen Sitz maßgebenden Anforderung Rechnung getragen, daß die Schrumpfung der Radreifen von Rädern mit kleinerem Durchmesser und größerer Umdrehungszahl kleiner, folglich ihre Materialspannung geringer sei, diese sich jedoch mit noch genügendem spezifischem Druck auf den Radstern aufpressen, während bei größeren Rädern das Losewerden der Reifen durch die stärkere Schrumpfung hintangehalten wird.

So ist z. B. bei einem Rad von 0,8 m Durchmesser das bisher übliche Schrumpfmaß 1/1000, die Spannung 20 kg/mm² (s. Abb. 2, Taf. 27 und die Zusammenstellung auf Seite 494), d. h. der Radreifen wird um 0,8 m kleiner ausgedreht, um die erwähnte Spannung zu erhalten; nach dem neuen Vorschlag ist bei Martinstahl das Schrumpfmaß $\varepsilon = \frac{1}{1200} = 0{,}000833$, d. h. der Radreifen wird nur um 0,66 mm kleiner gedreht, und man erhält statt einer Spannung von 20 kg/mm² nur eine solche von 16,7 kg/mm², das Material wird daher geschont. Bei Tiegelgußstahl beträgt das Schrumpfmaß $\frac{1}{1070} = 0{,}00093$, die Spannung 18,74 kg/mm². Bei großen Rädern von 2,2 m Durchmesser wird der Radreifen gegenwärtig nur um 2,2 mm kleiner gedreht und es entsteht ebenfalls eine Spannung von 20 kg/mm²; hält man sich nach dem neuen Maß, so muß bei Tiegelgußstahl der innere Durchmesser des Radreifens um 3,09 mm kleiner werden, die Materialspannung wird zwar 28 kg/mm² betragen, doch ist bis zur Elastizitätsgrenze (50 kg/mm²) noch immer eine 1,8fache Sicherheit vorhanden.

In Abb. 3, Taf. 27 ist der Unterschied $\Delta$ zwischen dem alten und neuen Schrumpfmaß abhängig vom Raddurchmesser dargestellt. Die Schaubilder in Abb. 4a, b, c, Taf. 27 zeigen in auffallender Weise den Einfluß, den das neue Schrumpfmaß auf den Anpressungsdruck ausübt; in den Abbildungen ist die Größe des Druckes sowohl für Martinstahl und Tiegelgußstahl wie für Spezialstahl gegenüber dem alten Maß dargestellt und auch für Radreifen von 70, 50, 35 mm Stärke.

Es ist bemerkenswert und auf den ersten Blick vielleicht überraschend, daß der auf den Umfang des Rades wirkende Gesamtdruck K bei Anwendung eines unveränderlichen Schrumpfmaßes und demnach einer unveränderlichen Beanspruchung $\sigma$ bei ein und demselben Radreifenprofil vom Durchmesser des Rades unabhängig ist, wie es aus folgendem hervorgeht:

$$K = 2\,r\,\pi\,b\,.\,p$$
$$p = \frac{F\sigma}{b\,r} = \frac{P}{br}$$
$$K = 2\,\pi\;P = 2\,\pi\,F\,\sigma.$$

Wenn der Druck am Radumfang nach dem alten Schrumpfmaß berechnet wird, so erhalten wir also eine zur Abszissenachse parallele Linie C, während bei Anwendung des neuen Maßes und bei veränderlichem $\sigma$, die den Druck anzeigenden Linien A bzw. B sich ergeben (s. Abb. 5a, b, c, Taf. 27).

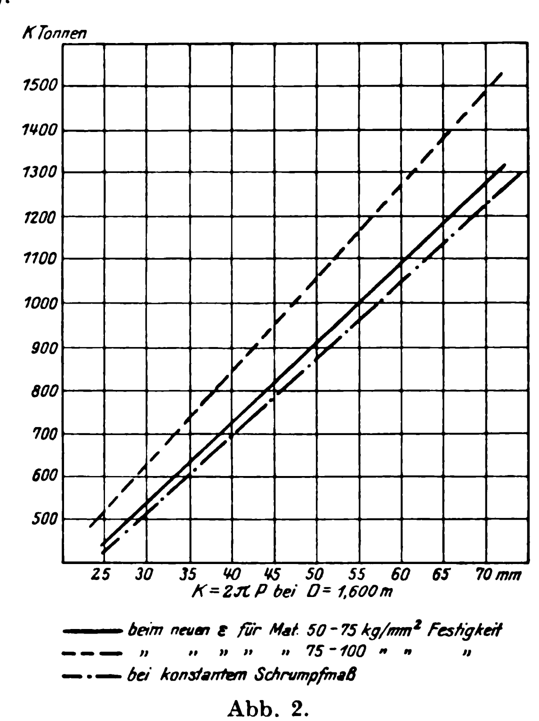



Abb. 2.

Inwieweit sich dieser am Radumfang auftretende Druck durch das Abdrehen der Radreifen im Betriebe ändert, ist in Textabb. 2 ersichtlich gemacht, und zwar vergleichsweise sowohl bei Anwendung eines bestimmten wie auch eines veränderlichen Schrumpfmaßes; diese Abbildung beweist zugleich, daß es nicht zu empfehlen ist, Radreifen von 25 mm Stärke bei starker Inanspruchnahme in Betrieb zu halten, da sich hier der auf den Umfang des Radkranzes wirkende Druck auf 440 bis 500 t verringert; es wäre daher zweckmäßig, wenigstens bei Schnellzuglokomotiven Radreifen von weniger als 35 mm Stärke nicht mehr im Betriebe zuzulassen und § 68, Punkt 4 der T. V. entsprechend abzuändern.

Es sei noch erwähnt, daß meine Studie, in welcher dieses Problem erörtert wurde, bereits im Jahre 1914 in ungarischer Sprache erschienen ist*), und daß drei Jahre später, im September 1917, die Zeitschrift The Engineer**) dieselbe Frage in einem Artikel behandelte, wonach die englische Große Nord-Bahn nach Unfällen, die durch Bruch der Radreifen an zwei Schnellzuglokomotiven verursacht wurden,

*) Zeitschrift des ungarischen Ingenieur- und Architektenvereins. Jahrgang 1914, Nr. 23.

**) Siehe Organ 1918, Seite 131.

dazu überging, an Stelle des bisher angewandten Schrumpfmaßes von $1{,}25^0/_{00}$ den Raddurchmesser bei Wahl des Schrumpfmaßes zu berücksichtigen.

An Bedeutung hat die Frage trotz der verstrichenen 14 Jahre nichts eingebüßt. Die Donau-Save-Adria Eisenbahngesellschaft hat daher beim Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen den Antrag gestellt, in den Technischen Vereinbarungen vorzuschreiben, daß das beim Aufziehen der Radreifen anzuwendende Schrumpfmaß dem Baustoff und dem Raddurchmesser entsprechend gewählt werden soll.

Die auf Grund der vorangehenden Erörterungen sich ergebenden Schrumpfmaße von $\frac{1}{1200}$ bis $\frac{1}{850}$ für Radreifen von 50 bis 75 kg/mm² Festigkeit, und von $\frac{1}{1070}$ bis $\frac{1}{710}$ für 75 bis 100 kg/mm² innerhalb der Durchmesser von 800 bis 2200 mm wären zu empfehlen.

Die nach den angeführten Formeln sich ergebenden Werte der Radreifenspannung, der spezifischen und absoluten Drücke für Radreifenstärken von 70, 50 und 35 mm sind aus der nachfolgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

Die D.S.A. Eisenbahn (vormals Südbahngesellschaft) arbeitet in ihrer Werkstätte in Székesfehérvár bereits seit zehn Jahren mit diesen dem Raddurchmesser und dem Baustoff angepaßten verschiedenen Schrumpfmaßen. Das Verfahren hat sich gut bewährt, Losewerden von Radreifen ist seither kaum zu verzeichnen, es kommt nur vor, wenn bei der Feststellung des anzuwendenden Schrumpfmaßes oder bei den Abmessungen nachweisbar Fehler unterlaufen sind. Zum Messen der Durchmesser sind selbstverständlich genaue Meßwerkzeuge nötig, die aber heute überall leicht erhältlich sind.

Zusammenstellung.

| Raddurchmesser mm | Schrumpfmaß | Spannung im Reifen kg/mm² | Anpressung für die Flächeneinheit bei | | | Gesamtdruck: $P = F \cdot \sigma$ kg bei | | | Innerer Durchmesser des Radreifens vor dem Aufziehen mm | Schrumpfung ($\Delta$) mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 70 | 50 | 35 | 70 | 50 | 35 | | |
| | | | mm starkem Radreifen | | | mm starkem Radreifen | | | | |
| **a) bei unveränderlichem Schrumpfmaß** | | | | | | | | | | |
| 800 | 1/1000 | 20,00 | 3,50 | 2,50 | 1,75 | 196000 | 140000 | 98000 | 799,2 | 0,8 |
| 1000 | 1/1000 | 20,00 | 2,80 | 2,00 | 1,40 | 196000 | 140000 | 98000 | 999,0 | 1 |
| 1200 | 1/1000 | 20,00 | 2,32 | 1,66 | 1,16 | 196000 | 140000 | 98000 | 1198,8 | 1,2 |
| 1400 | 1/1000 | 20,00 | 2,00 | 1,42 | 1,00 | 196000 | 140000 | 98000 | 1398,6 | 1,4 |
| 1600 | 1/1000 | 20,00 | 1,75 | 1,25 | 0,875 | 196000 | 140000 | 98000 | 1598,4 | 1,6 |
| 1800 | 1/1000 | 20,00 | 1,554 | 1,11 | 0,777 | 196000 | 140000 | 98000 | 1798,2 | 1,8 |
| 2000 | 1/1000 | 20,00 | 1,40 | 1,00 | 0,70 | 196000 | 140000 | 98000 | 1998,0 | 2 |
| 2200 | 1/1000 | 20,00 | 1,272 | 0,91 | 0,636 | 196000 | 140000 | 98000 | 2197,8 | 2,2 |
| **b) Neues Schrumpfmaß für 50—75 kg/mm² Festigkeit** | | | | | | | | | | |
| 800 | 1/1200 | 16,66 | 2,92 | 2,09 | 1,46 | 163268 | 116620 | 81634 | 799,34 | 0,66 |
| 1000 | 1/1136 | 17,61 | 2,46 | 1,76 | 1,23 | 172578 | 123270 | 86289 | 999,12 | 0,88 |
| 1200 | 1/1070 | 18,74 | 2,18 | 1,56 | 1,09 | 183652 | 131180 | 91826 | 1198,88 | 1,12 |
| 1400 | 1/1026 | 19,49 | 1,95 | 1,39 | 0,98 | 191002 | 136430 | 95501 | 1398,64 | 1,36 |
| 1600 | 1/975 | 20,51 | 1,79 | 1,28 | 0,90 | 200998 | 143570 | 100499 | 1598,36 | 1,64 |
| 1800 | 1/934 | 21,41 | 1,65 | 1,18 | 0,83 | 209818 | 149870 | 104909 | 1798,08 | 1,92 |
| 2000 | 1/893 | 22,39 | 1,57 | 1,12 | 0,79 | 219422 | 156730 | 109711 | 1997,76 | 2,24 |
| 2200 | 1/850 | 23,41 | 1,49 | 1,06 | 0,75 | 229418 | 163870 | 114709 | 2197,42 | 2,58 |
| **c) Neues Schrumpfmaß für 75—100 kg/mm² Festigkeit** | | | | | | | | | | |
| 800 | 1/1070 | 18,70 | 3,28 | 2,34 | 1,64 | 183652 | 131180 | 91826 | 799,25 | 0,75 |
| 1000 | 1/1000 | 20,00 | 2,80 | 2,00 | 1,40 | 196000 | 140000 | 98000 | 999,00 | 1,00 |
| 1200 | 1/930 | 21,51 | 2,51 | 1,79 | 2,26 | 210798 | 150570 | 105399 | 1198,71 | 1,29 |
| 1400 | 1/886 | 22,57 | 2,26 | 1,61 | 1,13 | 221186 | 157990 | 110593 | 1398,42 | 1,58 |
| 1600 | 1/830 | 24,00 | 2,10 | 1,50 | 1,05 | 235200 | 168000 | 117600 | 1598,08 | 1,92 |
| 1800 | 1/787 | 25,41 | 1,97 | 1,41 | 0,98 | 249018 | 177870 | 124509 | 1797,72 | 2,28 |
| 2000 | 1/752 | 26,59 | 1,86 | 1,32 | 0,93 | 260582 | 186130 | 130291 | 1997,34 | 2,66 |
| 2200 | 1/710 | 28,01 | 1,78 | 1,27 | 0,89 | 274498 | 196070 | 137249 | 2196,91 | 3,09 |

# Über die Kraftwirkung am gebremsten Rade.

Von Direktor bei der Reichsbahn **K. Wiedemann.**

**Erwiderung auf den Aufsatz mit gleicher Überschrift von F. Meineke in Nr. 1 von 1928 des Organs.**

In dem genannten Aufsatz entwickelt Herr Meineke die Gleichung III für die Bremskraft $Z_b$

$$\text{III)} \quad \ldots\ldots \quad Z_b = \frac{B_1 \cdot b}{a + \mu c} \cdot \frac{r + d}{r} \cdot \mu.$$

Hierin bedeutet $\mu$ den Reibungswert zwischen Klotz und Rad. Alle übrigen Bezeichnungen sind aus den Abb. 1 und 2 zu entnehmen.

Die Gleichung behandelt den allgemeinen Fall der Bremsklotzanordnung außerhalb der Radmitte mit schräger Hängelasche. Um die Gleichung besser übersehen zu können, sei sie auf die in Abb. 3 dargestellte Anordnung des Bremsklotzes in Radmitte mit senkrechter Hängelasche angewendet. Hierbei wird $c = 0$. Läßt man ferner das Bremsgestänge unmittelbar im Auge des Bremsklotzes wagerecht angreifen, so wird $b = a$ und $B_1 = B$. Die Gleichung III geht über in

$$\text{IV)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad Z_b = B \cdot \mu \cdot \frac{r + d}{r}$$

oder da $Z_b$ gleich R der Reibkraft zwischen Klotz und Rad ist

$$R = B \cdot \mu \cdot \frac{r + d}{r}.$$



Wäre diese Gleichung richtig, so hätte man allerdings bei der bisher gewöhnlich verwendeten Gleichung $R = B\mu$ und bei dem meistens vorhandenen Verhältnis $\frac{d}{r} = 0{,}3$ die Bremskraft um 30% zu niedrig eingesetzt und es müßte außerdem vorteilhaft erscheinen, den Bremsklotz möglichst dick zu nehmen, weil mit zunehmender Dicke des Bremsklotzes bei gleichbleibender Anpressungskraft B die Bremswirkung zunehmen müßte.

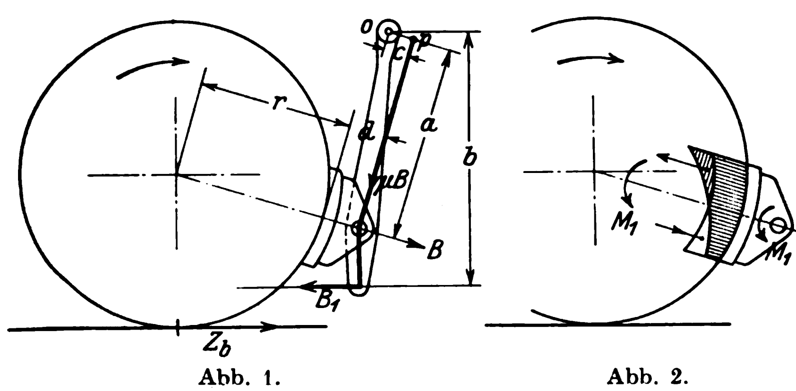



Abb. 1. Abb. 2.

Die Gleichung IV ist aber nicht richtig, weil Herr Meineke bei ihrer Entwicklung sich in zweifacher Hinsicht geirrt hat.

Erstens: Die Kraft H in der senkrechten Hängelasche nach Abb. 3 — oder bei schräger Aufhängung nach Abb. 1 die zur Mittellinie des Bremsklotzes senkrechte Teilkraft H der Kraft in der Hängelasche — ist nämlich nicht gleich $\mu B$, sondern es ist

$$\text{V)} \quad H = R \cdot \frac{r}{r+d} = Z_b \cdot \frac{r}{r+d},$$

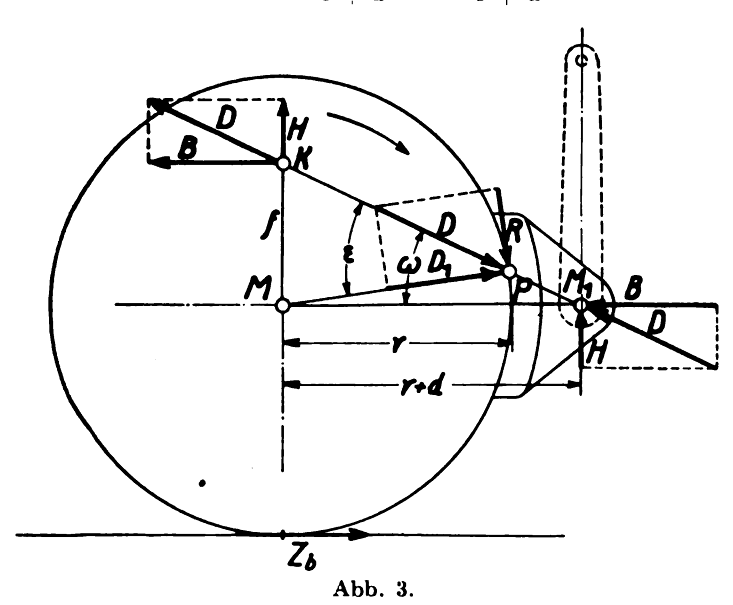



Abb. 3.

wie aus der Momentengleichung um den Radmittelpunkt (s. Abb. 3) hervorgeht. Für $Z_b$ oder R kann man, wie weiter unten bewiesen werden wird, mit genügender Genauigkeit setzen: $R = \mu . B$. Dann wird

$$\text{VI)} \quad H = \mu . B . \frac{r}{r+d}.$$

Zweitens: Denkt man sich das Rad stillstehend und das Untergestell des Wagens um den Radmittelpunkt herumgeschwenkt, so ist für eine Umdrehung lediglich die Arbeit $A = 2 . \pi . (r+d) . H$ zu leisten (s. Abb. 3). Diese Arbeit muß gleich der Bremsarbeit, d. h. $= 2\pi . r . R$ oder $= 2 . \pi . r . Z_b$ sein. Setzt man den Wert für H aus Gleichung VI ein, so erhält man

$$A = 2 . \pi . (r+d) . \mu . B . \left(\frac{r}{r+d}\right) = 2\pi . r . Z_b.$$

Daraus folgt:

$$Z_b = \mu . B.$$

Das Moment $M_1$, das den Bremsklotz zu kippen sucht, trägt nichts zur Bremsarbeit bei.

Die nachfolgende Untersuchung wird zeigen, daß Herr Meineke insoweit Recht hat, als in der Tat die übliche Gleichung für die Bremskraft $R = B . \mu$ eine gewisse Ungenauigkeit enthält. Die Untersuchung wird auch noch einige andere wissenswerte Aufschlüsse über die Kraftwirkung am gebremsten Rade ergeben.

Wenn an das sich drehende Rad vom Halbmesser r der Bremsklotz von der Dicke d mit der Kraft B gepreßt wird (vergl. Abb. 3), so entsteht in der senkrechten Hängelasche eine Kraft H, deren Größe man noch nicht kennt. B und H ergeben eine Gesamtkraft D, die den Radumfang im Punkte P trifft.

Über die Verteilung der Pressung zwischen Rad und Klotz kann man keine bestimmten Angaben machen. Die Flächendrücke werden etwa so verlaufen, wie in Abb. 2 von Herrn Meineke angedeutet ist. Mit Sicherheit kann man aber auf Grund des Gleichgewichtszustandes des Bremsklotzes behaupten, daß die Flächendrücke und die von ihnen erzeugten Reibkräfte sich zu einer Gesamtkraft zusammensetzen müssen, die der von B und H erzeugten Kraft D gleich, aber entgegengesetzt gerichtet ist. Der Angriffspunkt dieser Kraft D am Bremsklotz ist der Punkt P. Zerlegt man die am Punkt P angreifende Kraft D in die nach der Radmitte gerichtete Kraft $D_1$ und die tangential gerichtete Kraft R, so stellt $D_1$ die sich aus den lotrechten Flächendrücken ergebende Gesamtkraft dar, und R ist die gesamte Reibkraft, also die Bremskraft.

Ist der Reibungswert gleich $\mu$, so pflegt man zu setzen

$$R = D_1 . \mu$$

Andererseits ist $R = D_1 . \text{tg} . \varepsilon$ aus dem Kräfteplan.

Folglich ist

$$\text{VII)} \quad \text{tg}\, \varepsilon = \mu.$$

Nun ist $D_1 = D . \cos \varepsilon$ und $D = \frac{B}{\cos \omega}$.

Folglich

$$\text{VIII)} \quad R = B . \mu . \frac{\cos \varepsilon}{\cos \omega}.$$

Man kann diese Gleichung so umformen, daß sie außer B und $\mu$ nur r und d enthält.

Zu diesem Zwecke wende man den Sinussatz für das Dreieck $MPM_1$ an und berücksichtige, daß $\sin \sphericalangle MPM_1 = \sin \varepsilon$ ist. Dann ist:

$$\sin \omega = \sin \varepsilon . \frac{r}{r+d}$$

$$\cos \omega = \sqrt{1 - \sin^2 \varepsilon . \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}.$$

Dies eingesetzt in Gleichung VIII gibt:

$$R = \frac{B . \mu . \cos \varepsilon}{\sqrt{1 - \sin^2 \varepsilon . \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}}.$$

Multipliziert man Zähler und Nenner dieses Bruches mit $\frac{1}{\sin \varepsilon}$ und setzt $\mu = \text{tg}\, \varepsilon$, so wird

$$R = \frac{B}{\sqrt{\frac{1}{\sin^2 \varepsilon} - \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}}.$$

Nun ist $\frac{1}{\sin^2 \varepsilon} = \frac{1 + \text{tg}^2 \varepsilon}{\text{tg}^2 \varepsilon} = \frac{1 + \mu^2}{\mu^2}$.

Also ergibt sich

$$\text{IX)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad R = \frac{B}{\sqrt{\frac{1+\mu^2}{\mu^2} - \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}}.$$

Aus dieser Gleichung ersieht man, daß R mit zunehmender Dicke d des Bremsklotzes kleiner wird. (Die unrichtige Gleichung $R = B.\mu.\frac{r+d}{r}$ ergab das Gegenteil.)

Der Grenzfall $d = o$ ergibt $R = B.\mu = B.\text{tg}\,\varepsilon$ und der Grenzfall $d = \infty$ ergibt $R = B.\sin\varepsilon$.

Dasselbe Ergebnis kann man auch aus der Aufzeichnung des Dreiecks $MPM_1$ unmittelbar gewinnen.

An eine beliebige Linie von der Länge r (s. Abb. 4) trage man im Punkte P den Winkel $\varepsilon$ an, dessen Tangente gleich $\mu$ ist, und schlage mit $r+d$ einen Kreis um M. Dann erhält man den Punkt $M_1$ und damit das Dreieck $MPM_1$. Dieses überträgt man in richtiger Lage in den Radkreis (s. Abb. 3). Durch Verlängerung der Seite $PM_1$ über P hinaus, erhält man auf der senkrechten Mittellinie des Rades den Punkt K und somit die Länge f. Nun kann man sich die Kraft D auch im Punkte K angreifend denken. Zerlegt man sich hier die Kraft D in eine senkrechte und eine wagrechte Teilkraft, so

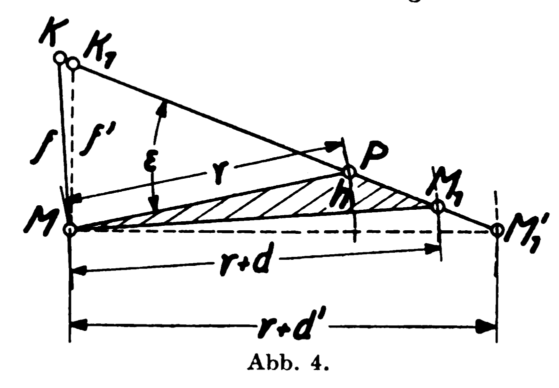


Abb. 4.

ist letztere gleich B. Aus der Momentengleichung um M geht als Gleichgewichtsbedingung für das Rad hervor:

$$B.f = R.r$$

$$\text{X)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad R = \frac{B.f}{r}$$

f ist also der Hebelarm, an dem die Kraft B unmittelbar am Rade angreifend gedacht werden kann. Die Kraft B erzeugt hier dieselbe Bremskraft, wie der an den Radumfang mit der gleichen Kraft gedrückte Bremsklotz. Man kann dies auch aus den Gleichungen

$$H.(r+d) = R.r, \quad H = B.\text{tg}\,\omega \quad \text{und} \quad \text{tg}\,\omega = \frac{f}{r+d}$$

ableiten.

Zeichnet man nun ein Dreieck mit demselben r und demselben Winkel $\varepsilon$, wie vorhin, aber mit größerem d, z. B. mit d', so erhält man (vergl. Abb. 4) das Dreieck $MPM_1'$ und den zugehörigen Hebelarm f'. Man sieht ohne weiteres, daß f mit zunehmendem d kleiner wird, also wird auch $R = \frac{B.f}{r}$ kleiner.

Im Grenzfalle $d = o$ liegt Punkt P auf der wagerechten Mittellinie und es wird $f = r.\text{tg}\,\varepsilon = r.\mu$, also $R = B.\mu$. Im anderen Grenzfalle für $d = \infty$ wird die Linie $PM_1 \,//\, MM_1$ und es wird $f = r.\sin\varepsilon$, also $R = B.\sin\varepsilon$.

Wie groß ist nun der Fehler, den man begeht, wenn man unter Berücksichtigung der in Wirklichkeit vorkommenden Werte von $\mu$ und $\frac{d}{r}$ $R = B.\mu$ setzt?

Um dies zu beurteilen, ist die Gleichung VIII $R = B.\mu\frac{\cos\varepsilon}{\cos\omega}$ am geeignetsten. Setzt man $\frac{\cos\varepsilon}{\cos\omega} = \gamma$, so erhält man aus den Gleichungen VIII und IX

$$\text{XI)} \quad . \quad . \quad . \quad \gamma = \frac{1}{\mu.\sqrt{\frac{1+\mu^2}{\mu^2} - \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}}.$$

Für verschiedene Werte von $\mu$ und $\frac{d}{r}$ ergeben sich die in der nachfolgenden Zusammenstellung eingeschriebenen Größen von $\gamma$. Man sieht, daß unter gewöhnlichen Verhältnissen der Fehler zwischen 0 und 5% liegt, daß man also mit Rücksicht auf den nur annähernd bekannten Wert von $\mu$ mit ausreichender Genauigkeit die altbekannte Gleichung $R = B.\mu$ anwenden kann.

Zusammenstellung.

$$\gamma = \frac{\cos\varepsilon}{\cos\omega}$$

| | | für $\text{tg}\,\varepsilon = \mu =$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 |
| für $\frac{d}{r}$ | 0,1 | 0,999 | 0,997 | 0,991 | 0,987 |
| | 0,2 | 0,998 | 0,994 | 0,987 | 0,976 |
| | 0,3 | 0,998 | 0,992 | 0,982 | 0,969 |
| | 0,4 | 0,998 | 0,990 | 0,978 | 0,963 |
| | 0,5 | 0,997 | 0,989 | 0,976 | 0,958 |

Dasselbe gilt von der Kraft H in der Hängelasche. Nach Gleichung V ist $H = R.\frac{r}{r+d}$. Je nachdem man $R = B.\mu.\gamma$ oder angenähert $R = B.\mu$ setzt, erhält man

$$\text{XII)} \quad . \quad . \quad H = B.\mu.\gamma.\frac{r}{r+d} \quad \text{oder} \sim B.\mu\frac{r}{r+d}.$$

Aus der Tatsache, daß das Dreieck $MPM_1$ aus den Größen $\mu$, r und $r+d$ eindeutig bestimmt ist, kann man folgende Schlüsse ziehen:

1. Solange an einer Klotzbremse der Reibungswert $\mu$ unverändert bleibt, trifft die von der Gestängekraft B und der Kraft H in der Hängelasche erzeugte Gesamtkraft D den Radumfang stets in demselben Punkte P, wie groß auch B sein mag.

2. Nimmt aus irgendeinem Grunde der Reibungswert $\mu$ zu, z. B. weil die Geschwindigkeit sich verringert, oder weil ein anderer Baustoff für die Bremsklötze verwendet wird, so entfernt sich der Punkt P weiter von der Mittellinie des Bremsklotzes.

3. Je größer der Reibungswert ist, desto mehr wird sich bei gleichbleibender Drehrichtung der Bremsklotz einseitig abnutzen. Dasselbe gilt, je dicker der Bremsklotz ist.

4. Die halbe Höhe des Bremsklotzes muß mindestens gleich der Höhe h des Dreiecks $MPM_1$ sein, sonst fällt der Punkt P außerhalb des Bremsklotzes und der Bremsklotz kippt um. Die Neigung des Bremsklotzes zum Umkippen nimmt zu, je dicker er ist. Allgemein muß sein $h \geqq r.\sin(\varepsilon - \omega)$. Im äußersten Falle ($d = \infty$ oder $\omega = 0$) braucht der Bremsklotz aber nicht höher als $2.r.\sin\varepsilon = 2.r.\frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}}$ zu sein, z. B. für $\mu = 0{,}4$ und $d = \infty$ muß die Höhe des Bremsklotzes $\geqq 0{,}75.r$ sein.

In Wirklichkeit ist d meist $= 0{,}3\,r$. Der Reibungswert $\mu$ ist bei gußeisernen Bremsklötzen im allgemeinen klein, kann aber kurz vor dem Stillstand des Rades bei gußeisernen Bremsklötzen auf 0,6 steigen. In diesem Falle ist $\varepsilon = 31^0$, $\omega = 23^0\,20'$, $h = r.\sin(\varepsilon - \omega) = r.\sin(7^0 40') = r.0{,}133$.

Bei $r = 500$ mm muß dann der Bremsklotz mindestens $2.500.0,133 = 133$ mm hoch sein.

Aus dem bisher behandelten Sonderfall der senkrechten Aufhängung des Bremsklotzes in Radmitte kann man leicht die Gleichung für den allgemeinen Fall der Abb. 5 ableiten.

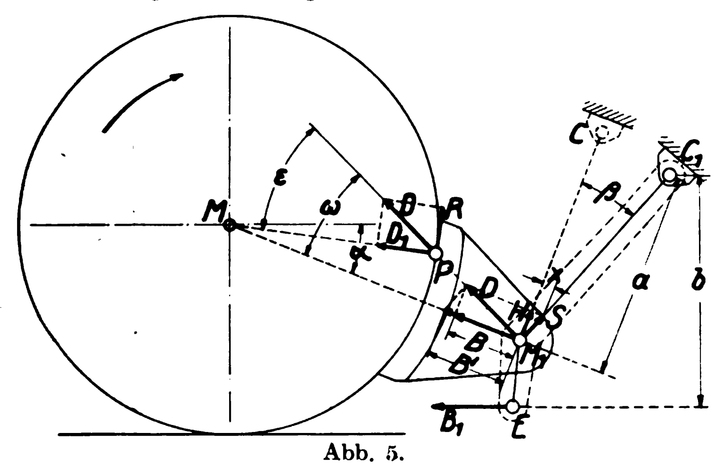



Abb. 5.

Die Verbindungslinie Mitte Rad — Bremsklotzauge weiche um den Winkel $\alpha$ von der Wagerechten ab. Der Bremsklotz werde zunächst wieder mit der nach der Radmitte zu gerichteten Kraft B angepreßt. Er sei in C so aufgehängt. daß $CM_1 \perp MM_1$ ist. Dann liegt derselbe Fall vor wie in Abb. 3, d. h. es entsteht durch die Reibkraft R in der Hängelasche $CM_1$ eine Kraft H, die sich mit B zu D zusammensetzt. D trifft den Radumfang in P. Die Bremskraft R wird gleich $B.\mu.\gamma$ und die Kraft H in der Hängelasche gleich $B.\mu.\gamma.\frac{r}{r+d}$.

Schwenkt man jetzt die Hängelasche um den Winkel $\beta$ um $M_1$ als Drehpunkt im Drehsinne des Rades, so gelangt der Aufhängungspunkt nach $C_1$. Die Zug- oder Druckkraft in der Hängelasche sei S. Wenn man jetzt den Bremsklotz mit einer nach der Radmitte zu gerichteten Kraft B' so stark an das Rad drückt, daß die Gesamtkraft aus B' und S nach Größe und Richtung wieder die Kraft D ergibt, so hat sich offenbar an der Wirkung auf das Rad nichts geändert. Wie aus dem Kräfteplan hervorgeht, ist $B' = B \pm x$ und $x = \pm H.tg.\beta$. (Die Erklärung des Vorzeichens $\pm$ siehe am Schluß.) Ferner ist nach Gleichung XII $H = B.\mu.\gamma.\frac{r}{r+d}$.

Daraus folgt

$$B' = B + B\,.\,\mu\,.\,\gamma\,.\left(\frac{r}{r+d}\right).\,tg\beta$$

$$\text{oder } B = \frac{B'}{1 \pm \mu\,.\,\gamma\,.\,tg\,\beta\,.\,\frac{r}{r+d}}$$

$$\text{und } R = B'.\mu.\gamma = \frac{B'\,.\,\mu\,.\,\gamma}{1 \pm \mu\,.\,\gamma\,.\,tg\,\beta\,.\left(\frac{r}{r+d}\right)}.$$

Läßt man das Bremsgestänge mit der Kraft $B_1$ im Punkte E der gekröpften Hängelasche $C_1M_1E$ angreifen, so besteht die Beziehung $B' = \frac{B_1\,.\,b}{a}$. Mithin erhält man für den allgemeinen Fall den Wert der Bremskraft am Radumfang

$$\text{XIII)} \quad . \quad . \quad R = \frac{B_1\,.\,\frac{b}{a}\,.\,\mu\,.\,\gamma}{1 \pm \mu\,.\,\gamma\,.\,tg\,\beta\,.\left(\frac{r}{r+d}\right)}$$

oder angenähert

$$\sim \frac{B_1\,.\,\frac{b}{a}\,.\,\mu}{1 \pm \mu\,.\,tg\,\beta\,.\left(\frac{r}{r+d}\right)}.$$

Wenn die Mittellinie $M_1C_1$ in der Drehrichtung des Rades gegen die Senkrechte $M_1C$ abweicht, gilt das Vorzeichen +. Im andern Falle ist — als Vorzeichen zu setzen. $\gamma$ kann man aus der Zusammenstellung entnehmen oder aus der Gleichung XI berechnen oder schließlich angenähert gleich 1 setzen.

---

Dazu schreibt uns Herr Prof. Dr. Ing. Meineke, dem wir von vorstehenden Ausführungen Kenntnis gegeben haben:

„Die Ausführungen des Herrn Direktor Wiedemann sind richtig. Meine Abbildung 2 muss durch die Abb. 2a

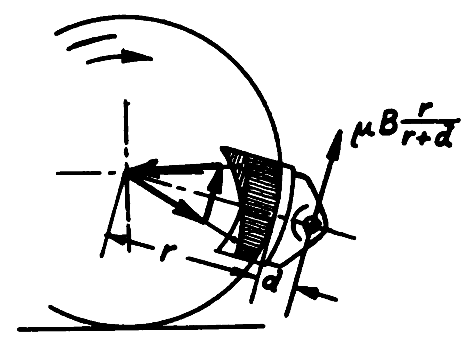



Abb. 2a.

ersetzt werden, weil die Bremsklotzkräfte nicht parallel, sondern zum Radmittelpunkt gerichtet sind. Es entsteht also gar kein Moment $M_1$, sondern ein Kräftezug, der die Kraft im Bremsgestänge auf $\mu.B\frac{d}{r+d}$ vermindert."

# Buchbesprechungen.

**Lauke, Die Leistungsabstimmung bei Fließarbeit.** Verlag von Oldenburg, München-Berlin, 1928. Preis geh. 6,80 *RM.*

Das Rationalisieren der Erzeugung von Massenwaren liegt in der Einführung der zeit- und arbeitsparenden Methoden, der Gruppen- und Fließarbeit. Der dabei auftretenden Kernfrage, der Leistungsabstimmung der einzelnen Arbeitsgänge, widmet der Verfasser seine 119 Seiten starke Abhandlung. Die Entwicklung der verschiedenen Herstellungsarten wird als Einleitung nur gestreift und an Hand des Schrifttums als bekannt vorausgesetzt: alte Serien-, normale und gleitende Gruppenfabrikation und Fließarbeit mit ihren verschiedenen Arten des erzwungenen Arbeitsfortschritts. Für die Leistungsabstimmung werden Diagramme einiger Fließreihen mit gewollter und ungewollter Unregelmäßigkeit (Revisions- und Nacharbeit) und Berechnungen von Kombinationen an Beispielen sowohl von Hand- als auch von Maschinenarbeit gegeben. Beispiele aus der Praxis erläutern die Mittel und Möglichkeiten der Grob- und Feinabstimmung. Hieran werden die verschiedenen Gesichtspunkte etwaiger Verbesserungen angeschlossen. In einem Abschnitt über Ausnutzungs-, Beschäftigungs- und Arbeitsgrad werden dann gleitende Gruppen- und Fließarbeit gegeneinander in ihrer Wirtschaftlichkeit abgewogen. Der ungeheure Fortschritt der neuzeitlichen Arbeitsreglung wird erst hierdurch klar und eindrucksvoll. Die kleine Abhandlung ist sehr anregend geschrieben und wird manchem der in diesem Stoff Arbeitenden wertvolle Hilfen bieten.

Reichsbahnoberrat Wentzel.

**Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung vom 17. Juli 1928.** Die neue Vorschrift ist bei Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin W 8 im Buchhandel erschienen, nach dem im Reichsgesetzblatt veröffentlichten Wortlaut. Preis 2 *R.M.*

**P. Ostertag. Die Entropiediagramme der Verbrennungsmotoren.** Zweite umgearbeitete Auflage, 78 Seiten. 4,50 *R.M.* Julius Springer, Berlin.

Das Buch ist nicht etwa nur eine Zusammenstellung von Diagrammen, sondern befaßt sich nach Vorausschickung einiger allgemeiner Erläuterungen mit der Verwendung der Entropiediagramme zur Vorbestimmung von Verbrennungsmotoren sowie zur Berechnung der Gasturbine.

**Vidmar. Wirkungsweise elektrischer Maschinen.** 223 Seiten. Berlin, Julius Springer 1928, 12 *R.M.*, gebunden 13,50 *R.M.*

Im Vorwort sagt der Verfasser: „Zweifellos ist es für das Verständnis der Wirkungsweise elektrischer Maschinen von höchstem Wert, zu wissen, daß es eigentlich nur eine elektrische Maschine gibt, daß der Transformator, die Synchronmaschine, der Asynchronmotor und schließlich die Kollektormaschine nu[r] Spielformen dieser einen Maschine sind. Deshalb wurde im vor[-] liegenden Buch dieser Auffassung der Haupteinfluß zugesichert. Immer wieder wird die Abstammung der einzelnen Maschinenarte[n] vom Transformator betont und nachgewiesen. Die einheitli[ch] aufgebaute Theorie der Wirkungsweise elektrischer Maschine[n] stützt sich auf einige wenige Grundgesetze der Elektrotechni[k] und arbeitet mit großem Vorteil mit Vektorenschaubildern. Si[e] setzt demnach recht geringe Vorkenntnisse voraus, ist leic[ht] anschaulich zu erhalten und kann mit etwas groben Striche[n] wohl ein wenig ungenaue, dabei aber doch treffende Bilder e[r]reichen."

Dieses Programm, das im Buche in gedrängter klarer Fassun[g] durchgeführt ist, ist ein gutes Kennzeichen für das Buch un[d] zugleich eine Empfehlung. Es will den Einblick in das Wesen der elektrischen Maschinen vertiefen und ihren inneren Zusammen[-] hang aufzeigen, und wendet sich daher in erster Linie a[n] Studierende und diejenigen Ingenieure, die mit der Verwendun[g] elektrischer Maschinen in ihren Betrieben Befassung haben.

Dr. Ue.

# Verschiedenes.

## Ein neuer Schritt der Lokomotivindustrie.

In das Handelsregister des Amtsgerichts in Kassel ist die Studiengesellschaft A. G. für Rationalisierungsmaßnahmen in der Lokomotivindustrie mit dem Sitz in Kassel eingetragen worden. Diese neue A. G. wurde mit einem Grundkapital von 50000 *R.M.* ausgerüstet. Sie hat den Zweck, in der Lokomotivindustrie die notwendigen Rationalisierungsmaßnahmen zu studieren und vorzubereiten, insbesondere durch die Zusammensetzung von wirtschaftlich zusammengehörigen Unternehmungen. Dieser Gründung stehen die Lokomotivfabriken von Henschel & Sohn G. m. b. H. in Kassel und von J. A. Maffei in München nahe. Der Zweck dieser Studiengesellschaft ist, unabhängig vom Streit der Tagesmeinungen durch wissenschaftliche, technische und wirtschaftliche Arbeiten eine Plattform zu finden, auf der eine Vereinigung der gesamten deutschen Lokomotivindustrie zu einem einheitlichen Ganzen im Sinne der Befürwortungen der Verwaltung der Reichsbahn-Gesellschaft und etwa nach dem Muster der Deutschen Waggonbauvereinigung in absehbarer Zeit geschaffen werden kann.

## Neue Lonormen*).

Im Jahre 1928 ist wiederum eine Anzahl Lonormen von Elna herausgegeben worden. Die hauptsächlichsten sind:

Nr. 461—472 verschiedene Flanschenformen,
„ 2052 u. 2056 Heiz- und Rauchrohre mit kegeligem Übergang,
„ 2176 Bodenanker,
„ 2311—2315 Ventilregler,
„ 2321—2325 Reglerstopfbuchse,
„ 281 Zusammenstellung der im Lokomotivbau zu verwendenden Gewindearten,
„ 3233—35 Wasserstandanzeiger,
„ 3601—21 Teile zur Gasbeleuchtung,
„ 5331 Treib- und Kuppelstangenendköpfe,
„ 5421—23 Treib- und Kuppelstangen-Schmiergefäße.

Außerdem wurde eine Anzahl bereits erschienener Lonormen geändert, darunter Kegelgriffe, Waschluken, Dichtungslinsen, Hahnküken, Whitworth-Gewinde. Die Normen sind bekanntlich von Elna, Hannover-Linden, Postfach 55 zu beziehen.

*) Vergl. Organ 1927, Seite 523.

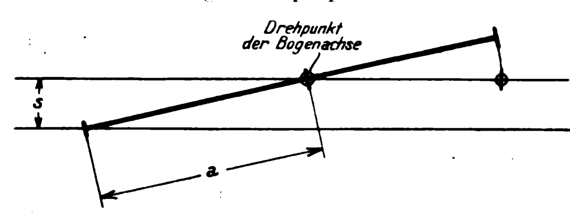
# Zuschriften an die Schriftleitung.

Zu dem Aufsatz

## „Elektrische Versuchslokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft"

von Herrn Reichsbahnoberrat Tetzlaff im Heft 17 des „Organs" erhalten wir von Professor Dr. Ing. Meineke, Charlottenburg, folgende Zuschrift:

Die Wirkung der toten Lasten auf den Oberbau ist dem Raddurchmesser umgekehrt proportional, wie ich im „Organ" 1925, Seite 51 gezeigt habe. Eine Kurbelachse mit 2000 mm Raddurchmesser um 4,3 t Gewicht wirkt wie ein Radsatz mit 1400 mm Durchmesser und 3,0 t Gewicht. Die toten Lasten der Elektrolokomotiven mit dem Bergmann-Antrieb oder Tatzenlagermotoren sind aber wesentlich größer als 3,0 t. Große tote Lasten und tiefer Schwerpunkt können auf den Lauf der Fahrzeuge nicht ungünstig wirken. Vom Standpunkt des Fahrzeugbaues haben deshalb die alten Theorien tiefe Schwerpunktlage gefordert. Um so schlimmer aber ist ihr Einfluß auf das Gleis. Die wenigen Probelokomotiven können aber noch nicht den Beweis ihrer Unschädlichkeit für das Gleis erbringen. Ihre Wirkung auf das Gleis tritt erst bei großer Anzahl sichtbar hervor. Der Einfluß toter Lasten einzelner Fahrzeuge könnte nur durch genaue Messungen der Bewegungen des Oberbaues festgestellt werden. Da solche Messungen schwierig sind, die Elektrolokomotiven gut laufen und der Oberbau zunächst keine Schäden zeigen wird, besteht die Gefahr, daß große tote Lasten als unschädlich betrachtet werden.




a = fester Achsstand    s = Spiel im Gleis.

Bedenken über den ruhigen Lauf der Drehgestelle der 1 Bo + Bo 1-Elektrolokomotiven hätten von vornherein behoben werden können durch Beachtung der Schlingerformel aus meinem obigen Aufsatz und im Organ 1926, Seite 206. Ergänzend sei noch hinzugefügt, daß ein Fahrzeug mit Bogenachse (Bissel oder Adams) genau so gut wie durch ein Krauss-Drehgestell geführt wird, wenn man den Drehpunkt der Bogenachse in die erste Achse legt. Die Skizze zeigt, daß dann alle Achsen genau wie bei einem Krauss-Drehgestell mit Seitenspiel stehen; nur darin, daß der Anlaufdruck der Bogenachse durch die Rückstellvorrichtung gegeben ist, besteht der ganze Unterschied in der Wirkung. Daß eine solche Bogenachse in der Krümmung ebensowenig radial steht wie ein Krauss-Drehgestell, schadet nichts. Da die Lage des Drehpunktes bei Adamsachsen durch Änderung ihrer Bogenführung leicht verlegt werden kann, würde bei schlecht laufenden Lokomotiven ein Versuch sich lohnen. Besonders wenn man als Rückstellvorrichtung eine Reibungsfeder nimmt, ist Schlingern ganz unmöglich.

F. Meineke.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

**Abb. 1.**
**Kräfteermittlung für eine Lok. mit 4 steifen Achsen.**

**Abb. 25. Kräfteermittlung für eine Lok. mit vorderem und hinterem zweiachsigem Drehgestell. (Ideale Anordnung.)**

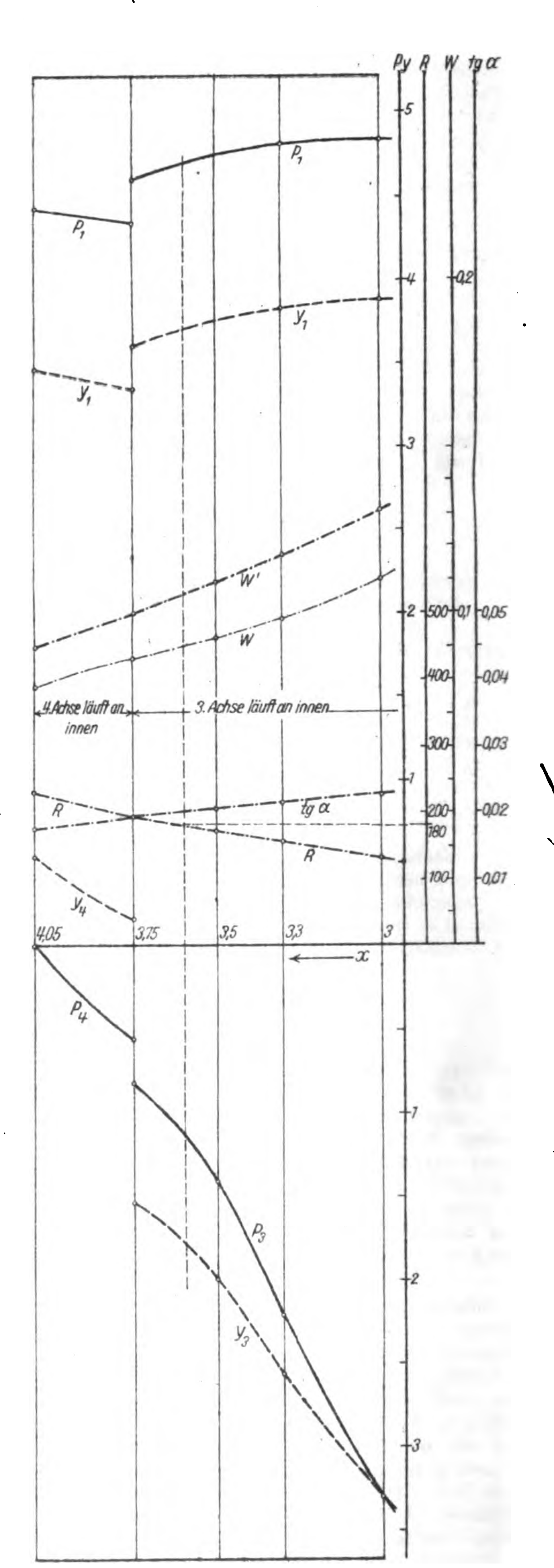


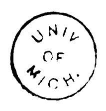

**Abb. 2. Kennlinien für eine Lok. mit 4 steifen Achsen.**

Abb. 3. Kräfteermittlung einer 1 C Lok. mit Krauß'schem Drehgestell.

Abb. 4. Kennlinien für eine 1 C Lok. mit Krauß'schem Drehgestell.

Abb. 5. Kräfteermittlung für eine 2 C Lok.

Abb. 26. Kräfteermittlung für eine Lok. mit vorderer und hinterer Schwenkachse. (Ideale Anordnung.)


UNIV
OF
MICH.

…eermittlung für eine 1 D Lok.
…eitl. Verschiebbarkeit
…er 2. Kuppelachse.

Abb. 10. Kennlinien für eine 1 D Lok. mit seitl. Verschiebbarkeit der 2. Kuppelachse.

Ab…

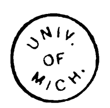
…b. 23. Kräfteermittlung für eine
…ok. mit schwenkbarem Drehgestell.
(Ideale Anordnung.)

fü…

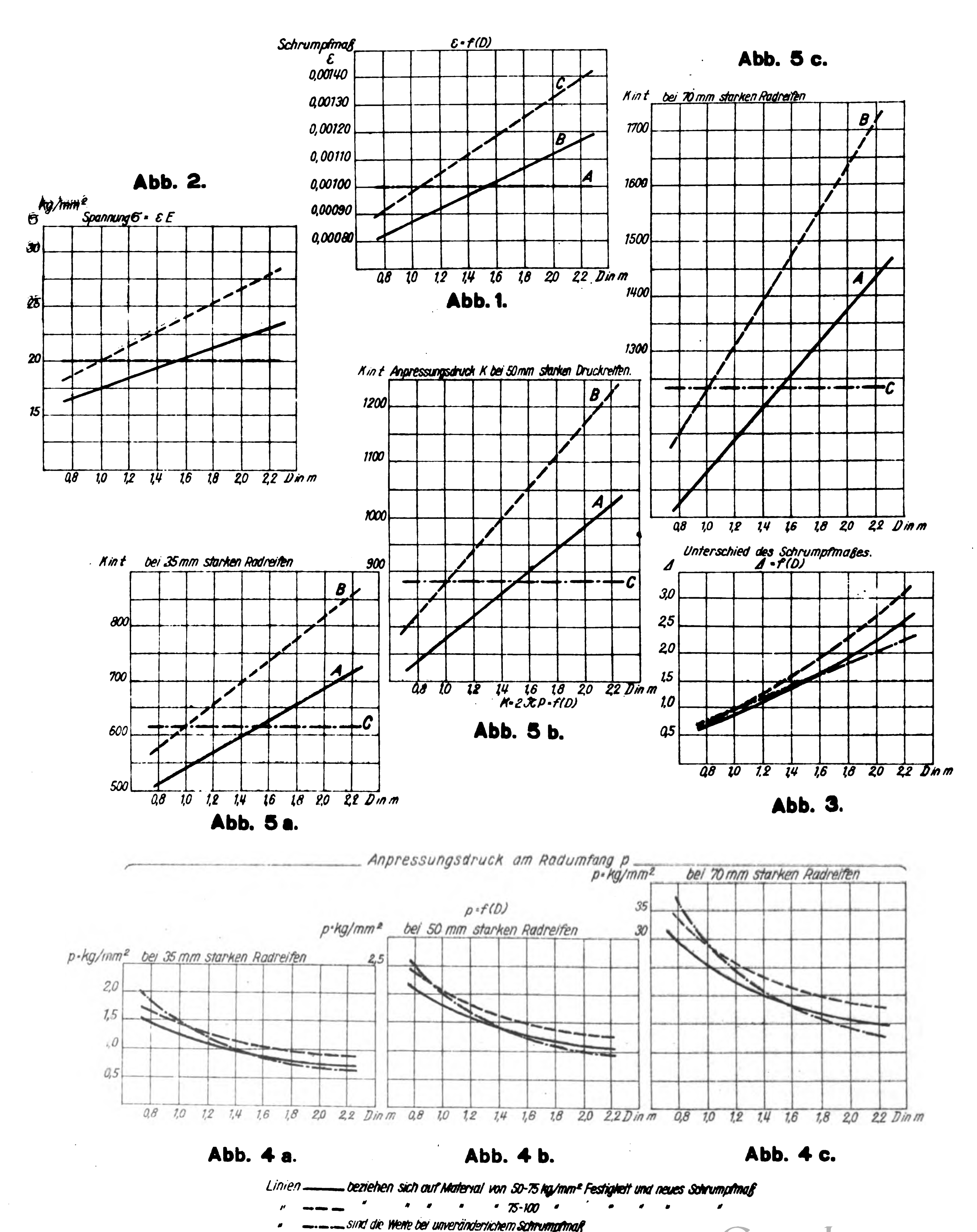
Abb. 24. Kräfteermittlung für eine 1 D Lok. mit vorderer Schwenkachse (Ideale Anordnung.)

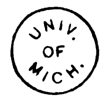
C. W. Kreidel's V…

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.



# Zum Aufsatz:
# Über die zweckmäßige Größe des Schrumpfmaßes der Radreifen.




UNIV.
OF
MICH.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**83. Jahrgang** | **15. Dezember 1928** | **Heft 24**

## Zum Bogenlauf von Eisenbahnfahrzeugen.

Von Prof. Dr. Ing. **Heumann,** Aachen.

Hierzu Tafel 25, 26 im Heft 23, sowie Tafel 28 und 29.

(Schluß.)

*A. III. 2. Fahrzeuge, bestehend aus einem Hauptgestell und hinterer Schwenkachse.*

Dieser Fall entspricht dem der Rückwärtsfahrt eines unter A. III. 1). behandelten Fahrzeugs. Dementsprechend sind auch die Bezeichnungen gewählt. Die Schwenkachse soll zunächst gegen eine linear mit dem Ausschlag zunehmende und in Höhe der Schwenkachse angreifende Rückstellkraft $P_r$ aus ihrer Mittellage ausschwenken können, dann gilt allgemein wie oben:

$$P_r = S_o + e.p, \text{ und nach Textabb. 13}$$

$$e = \frac{d' - x + d_d + x_d}{R} . d_d, \text{ also}$$

$$R = p . d_d . \frac{d - x + d_d + x_d}{P_r - S_o} \quad \ldots \ldots \quad 19).$$

Bei großem R (Periode I) läuft nur die vorauslaufende Achse n des Hauptgestells außen an, alle anderen frei, auch und R läuft die Schwenkachse innen an, es beginnt Periode II, wofür wir nach Textabb. 14 die geometrische Beziehung erhalten:

$$R = \frac{1}{2\sigma}(2 d' x + 2 d_d x_d - d'^2 + d_d^2) \quad \ldots \quad 20).$$

In dieser Periode müssen Gleichung 19) und 20) beide erfüllt sein und tritt die negative Richtkraft $P_1' = P - P_r$ am innern Anlaufpunkt der Schwenkachse neu auf. Durch diesen Anlauf wird das System wieder etwas gestreckt, also das bisher wachsende $P_r$ verkleinert und bei nur noch sehr wenig wachsendem x das schon negative $x_d$ weiter in seinem negativen Wert vergrößert, d. h. $M_d$ weiter zum Hauptgestell hin verlegt; dabei muß $P_d$ abnehmen. Unter Berücksichtigung dieser Richtung der Änderung von x, $x_d$, $P_r$, $P_d$ kann man leicht für ein zugrunde gelegtes x das zugehörige $x_d$ nach einigem Probieren so wählen, daß das durch $x_d$ festgelegte $P_d$ und das

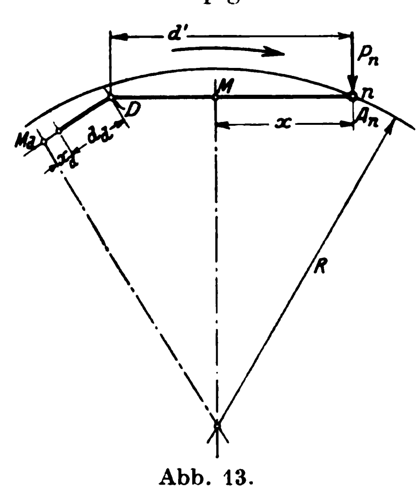


Abb. 13.

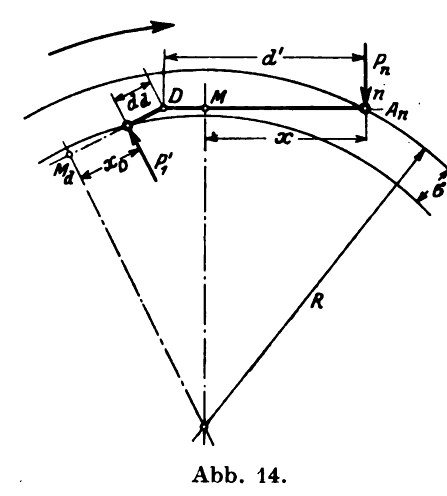


Abb. 14.

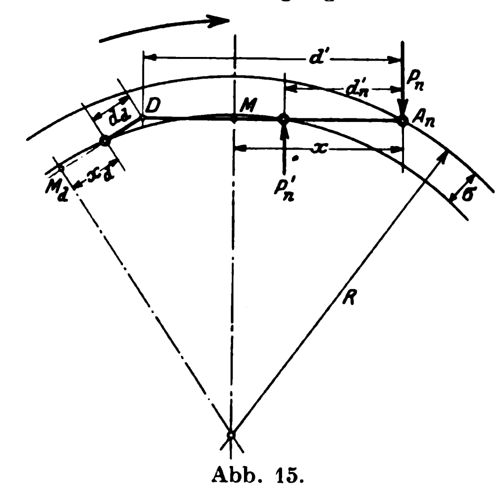


Abb. 15.

die Schwenkachse. Es herrscht Freilauf. Dann ist $P_r = -P$. Wir bestimmen für die Schwenkachse für $-P = S_o$ das zugehörige $x_d$ und $P_d$, entweder nach dem Minimumverfahren der Schwenkachse oder nach Gleichung 14) und 15), setzen dann $P_r = S_o$ und das ermittelte $-P_d$ als äußere Kräfte in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein und bestimmen daraus x und $P_n$. Das gilt nach Gleichung 19) für $R = \infty$. Mit abnehmendem R sucht nun das System sein x und $x_d$ beizubehalten, weil es nur an einem Punkte vorne anläuft. Das bedeutet stärkeres Ausschwenken der Schwenkachse; dies vergrößert $P_r$; das vergrößerte $P_r$ zieht aber als unechte Richtkraft das Hauptgestell hinten links herum und widersetzt sich dem Ausschwenken der Schwenkachse. Infolgedessen vergrößert hier das mit dem Ausschlage e anwachsende $P_r$ bei abnehmendem R das x und verkleinert $x_d$, es wirkt also ungünstig. Wir lassen nun allmählich $x_d$ kleiner werden, ermitteln für bestimmte $x_d$-Werte $-P = P_r$ und $P_d$, weiter x und $P_1$ sowie R in bekannter Weise. Solange $x_d$ positiv ist, steigt $P_d$, um bei negativem $x_d$ abzunehmen, wie Abb. 8a, Taf. 26 zeigt. Das auf das Hauptgestell wirkende $P_d$ ist stets negativ, eine echte Richtkraft. Bei einem gewissen $x_d$ durch x, $x_d$ und $P_d$ festgelegte $P_r$ solche Werte annehmen, daß die beiden Gleichungen für R erfüllt werden. Mit Anlauf einer Hauptgestell-Hinterachse innen beginnt Periode III, für die nach Textabb. 15 die geometrischen Beziehungen gelten:

$$x_d = \frac{1}{2 d_d}(d'^2 - d_n'^2 - d_d^2 - 2x[d' - d_n']) \quad \ldots \quad 21)$$

und

$$R = \frac{1}{2\sigma}(2 d_n' x - d_n'^2) \quad \ldots \ldots \quad 22).$$

Da nun während der Periode II sich x nur ganz unmerklich vergrößert, genügt meistens folgende Näherungsberechnung ihrer Endwerte: Man nimmt das x für das Ende dieser Periode ein wenig größer als das für ihren Anfang, berechnet nach Gleichung 21) das zugehörige $x_d$, nach Gleichung 22) das zugehörige R, nach Gleichung 19) das $P_r$, nach Gleichung 14) und 15) oder nach dem Minimumverfahren der Schwenkachse das $P_d$ und P und schließlich das $-P'_n$ nach dem Minimumverfahren des Hauptgestells.

Während der Periode III sind R, x und $x_d$ festgelegt nach Gleichung 21) und 22). $+x$ und $-x_d$ nehmen also jetzt mit

abnehmendem R ab, und zwar linear. Man bestimmt nach Gleichung 21) und 22) für verschiedene R die zugehörigen x und $x_d$, weiter nach dem Minimumverfahren der Schwenkachse deren Richtkräfte $P_d$ und $-P$ und nach Gleichung 19) $P_r$, setzt $P_r$ und $-P_d$ als äußere Kräfte in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein und bestimmt daraus $P_n$ und $P_n'$.

$\Sigma\mathfrak{M}$ setzt sich zusammen aus dem $\mathfrak{M}$ des Hauptgestells $\mathfrak{M}_H$, der Schwenkachse $\mathfrak{M}_d$, etwa vorhandener Verschubachsen $\mathfrak{M}_v$ und dem Zuschlag der anlaufenden Räder $\Delta\mathfrak{M}$, von dem im allgemeinen nur das $\Delta\mathfrak{M}$ der voranlaufenden Achse in Betracht kommt. Im Gegensatz zu den bisher betrachteten Anordnungen steigt hier auf Periode I und II das $\mathfrak{M}_H$ mit abnehmendem R, weil x dabei steigt; W nimmt also bei diesen Perioden stärker zu bei gleichem Sinken von R.

Dies Verfahren ist durchgeführt am rückwärtsfahrenden Fahrzeug des Beispiels A. III. 1. an Hand der Abb. 11 und 12, Taf. 28. $\sigma = 0{,}035$ soll gelten für $R \leqq 350$. Ausgegangen ist von $-P = P_r = S_o = 0{,}5$; dafür erhält man aus Abb. 11, Taf. 28 oder Gleichung 14) und 15) $x_d = +0{,}047$ und $P_d = 0{,}598$ und aus dem Minimumverfahren des Hauptgestells $x = 4{,}64$ und $P_5 = 4{,}06$, sehr hoch! Man läßt allmählich $+x_d$ abnehmen; für $x_d = \pm 0$ ist $P_{d\,max} = -P = P_r = 0{,}6$ (s. oben). Man zieht für $-P_d = 0{,}6$ in Abb. 11, Taf. 28 die Momentenlinie des auf das Hauptgestell von innen nach außen wirkenden $P_d = CDJ$, setzt daran die Momentenlinie CK des von außen nach innen wirkenden $+P_r$ und legt von K die Berührende KB an die $\mathfrak{M}$-Linie, dann ergibt diese in ihrer Neigung gegen CK die Richtkraft $P_5 = 2 \cdot \frac{BN}{MA_5} = 4{,}13$ und in $MA_5 = 4{,}7$ das zugehörige x. Gleichung 19) ergibt $R = 1150$. Periode II beginnt bei $x = 4{,}85$ und $R = 380$ nach Gleichung 19) und 20). Dem $x' = 4{,}86$ dieser Periode teilen wir schätzungsweise $x_d' = -1{,}0$ zu, erhalten dann aus Abb. 26 $P_d = 2 \cdot \frac{A_1C'}{d_d} = 0{,}35$ und durch Ziehen der $P_d$-Momentenlinie C'DI' und der Berührenden B'K' die Größe $P_r = 2 \cdot \frac{J'K'}{d' + d_d} = 0{,}68$ und $P_5 = 2 \cdot \frac{B'N'}{x'} = 4{,}17$; weiter aus Gleichung 19) und 20) das gleiche $R = 336$; die Schätzung von $x_d$ war also richtig. $x' = 4{,}86$ in Gleichung 22) eingesetzt, ergibt $R = 335$, d. h. die Grenze von Periode II ist fast schon erreicht; es beginnt bei unmerklich größerem x Periode III mit Innenanlauf der Achse 2, der letzten des Hauptgestells mit echter negativer Richtkraft $P_2'$. x nimmt jetzt ab. Für $R = 250$ dieser Periode erhält man aus Gleichung 22) $x'' = 4{,}20$, aus Gleichung 21) $x_d'' = -0{,}86$, aus dem Minimumverfahren der Schwenkachse oder Gleichung 14) und 15) $P_d = 2 \cdot \frac{A_1C''}{d_d} = 0{,}39$ und $P = 2 \cdot \frac{DE''}{d_d} = 1{,}60$, aus Gleichung 19) $P_r = 0{,}89$, weiter $-P_1 = P - P_r = 0{,}71$, zieht dann für das Hauptgestell die Momentenlinie für $P_d$, C''DI'', setzt daran die von $P_r$, C''K'', und legt für $x'' = 4{,}20$ bei B'' die Berührende OB''L an die $\mathfrak{M}$-Linie, so schneidet diese auf der Richtung von $P_2$ das Moment $N''O = \frac{P_5}{2} \cdot d_n' = \frac{4{,}29}{2} \cdot 4{,}5$ und auf der Richtung von $P_5$ das Moment $K''L = \frac{P_2}{2} \cdot d_n' = \frac{2{,}3}{2} \cdot 4{,}5$ ab. Bei noch kleinerem x wird das Minimumverfahren für $P_2$ ungenau, weil dann die B-Punkte der $\mathfrak{M}$-Linie in deren Ausbuchtung über der Verschubachse liegen; in diesem Bereich empfiehlt sich eine Nachprüfung durch Rechnung, die hier ziemlich einfach ist, kein Probieren verlangt, weil x geometrisch festliegt.

Was den Krümmungswiderstand angeht, so ist der Zuschlag von Achse 5 ziemlich erheblich, noch etwas größer der Beitrag der Verschubachse $W_v = \frac{2}{R} \cdot \frac{x_v^2}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$, dagegen können die Zuschläge von Achse 1 und 2 wegen ihres sehr kleinen $x_d$ bzw. $(x - d)$ vernachlässigt werden. $\Sigma\mathfrak{M} = \mathfrak{M}_H + \mathfrak{M}_d + \mathfrak{M}_v + \Delta\mathfrak{M}_5$ steigt zunächst von 24,7 bei $R = \infty$, $x = 4{,}64$ auf 27,24 bei $R = 335$, $x = 4{,}86$, um dann auf 20,5 bei $R = 180$, $x = 3{,}63$ zu sinken; $w = \frac{\Sigma\mathfrak{M}}{R} \cdot \frac{0{,}2 \cdot 1000}{2(4 + 0{,}8)} = 20{,}8 \cdot \frac{\Sigma\mathfrak{M}}{R}$ steigt demgemäß zunächst schnell von 0 auf 1,69 bei $R = 335$, dann langsamer auf den hohen Wert 2,37 bei $R = 180$. Von den Anlaufwinkeln ist nur $\alpha_5$ in Abb. 12, Taf. 28 eingetragen, die übrigen nicht, wegen ihrer Geringfügigkeit.

Die besprochene Achsanordnung ergibt eine sehr große Richtkraft an der vorauslaufenden Achse, bei kleinem R auch noch an der innen anlaufenden Hinterachse des Hauptgestells, außerdem hohen Krümmungswiderstand und eine Zunahme von x mit abnehmendem R auf Periode I und II. Am günstigsten hinsichtlich $P_5$ ist noch die Periode I des Freilaufs. Sie wird abgekürzt durch die Wirkung der Rückstellkraft als einer unechten Richtkraft, die zwar $P_1$ niedrig hält, aber $P_5$ durchweg erhöht. Man sollte daher bei Verwendung dieser Achsanordnung für Vorwärtsfahrt gar keine Rückstellvorrichtung, an ihrer Stelle vielleicht eine Dämpfvorrichtung, verwenden.

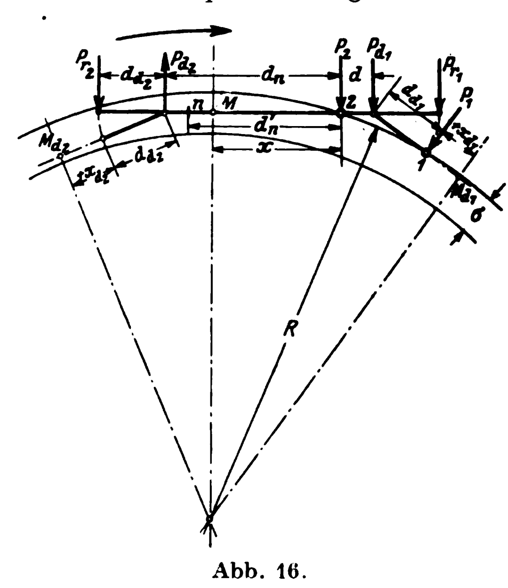



Abb. 16.

Die Durchführung des Verfahrens für $P_r = 0$ ergibt sich aus den obigen Darlegungen ohne weiteres. Es fällt dann die Periode I des Freilaufs im allgemeinen ganz aus; schon vom größten R an läuft die Schwenkachse innen an. x sinkt stets mit abnehmendem R. Periode II wird ohne Probieren behandelt. Gleichung 20) gilt schon von Anfang an für R; dieses wird bei gleichem x kleiner. $P_1$ wird zwar etwas größer, weil die Entlastung durch $P_r$ jetzt fortfällt, aber $P_5$ und w werden wesentlich kleiner.

Die Behandlung des Falles $P_r =$ const. ergibt sich sinngemäß aus den obigen Darlegungen.

*A. III. 3. Fahrzeuge, bestehend aus einem Hauptgestell und vorderer und hinterer, gegen je eine Rückstellkraft ausschwenkbarer, Schwenkachse.*

Bei sehr großem R laufen bei normalen Werten von $S_o$ und p die vordere Schwenkachse und die erste feste Achse des Hauptgestells außen an, während die hintere Schwenkachse frei läuft (Periode I). Es bestehen die geometrische Beziehung 17a), sowie die statisch-geometrischen 16) und 19) mit den Werten der betr. Schwenkachsen; Gleichung 19) lautet hier nach Textabb. 16, der schematischen Darstellung des vorliegenden Fahrzeugs:

$$R = p \cdot d_{d_2} \cdot \frac{d_n + d + d_{d_2} - x + x_{d_2}}{P_{r_2} - S_{o_2}} \quad \ldots \quad 19a)$$

Das Hauptgestell ist geführt durch die Schienenrichtkraft $P_2$ und die weiteren Kräfte $P_{d_1}$ und $P_{r_1}$ vorne und $-P_{d_2}$ und $+P_{r_2}$ hinten; davon ist $P_{r_2}$ als unechte Richtkraft, alle anderen sind als echte anzusehen. Für $R \sim \infty$ ist nach Gleichung 16) und 19a) $P_{r_1} = S_{o_1}$ und $P_{r_2} = S_{o_2}$. Da die hintere Schwenkachse frei läuft, ist ihre Richtkraft $-P = P_{r_2} = S_{o_2}$. Dann erhält man das zugehörige $x_{d_2}$ aus dem Minimumverfahren der hinteren Schwenkachse oder Gleichung 14) und das zugehörige $P_{d_2}$ aus dem gleichen Verfahren oder Gleichung 15). Die Unbekannten $x$, $P_2$, $P_{d_1}$ erhält man weiter durch Probieren in folgender Weise: Man bestimmt $x$ so, daß das von ihm fest abhängige $P_{r_1} = S_{o_1}$ wird, etwa indem man für das angenommene $x$ aus Gleichung 17a $x_{d_1}$ und aus Gleichung 15) $-P_{d_1}$ berechnet, dies $x$ und $+P_{d_1}$ sowie $P_{r_2}$ und $-P_{d_2}$ in das Minimumverfahren für das Hauptgestell einführt und aus ihm außer $P_2$ $P_{r_1}$ ermittelt, das gleich $S_{o_1}$ sein muß. Auch hier nimmt infolge des Einflusses des linksdrehenden $P_{r_2}$ im allgemeinen $x$ mit abnehmendem $R$ ab, aber infolge des entgegengesetzten Einflusses von $P_{d_1}$ und $P_{r_1}$ erheblich weniger als bei Anordnung A. III. 2. So nähert sich auch hier die hintere Schwenkachse der inneren Schiene. Gleichzeitig wird bei abnehmendem $R$ die vordere Schwenkachse wie bei A. III. 1. unter Zunahme von $P_{r_1}$ und $P_1$, aber Abnahme von $P_2$, stärker ausgeschwenkt. Durch Gleichsetzung von Gleichung 16) und 19a) erhalten wir für diesen weiteren Verlauf der Periode I bei gleicher Deichsellänge $d_d$ beider Schwenkachsen und Gleichheit der Vorspannkräfte $S_{o_1}$ und $S_{o_2}$ zwischen $P_{r_1}$ und $P_{r_2}$ die Beziehung:

$$P_{r_1} = P_{r_2} \cdot \frac{d_d + x + x_{d_1}}{d_n + d + d_d - x + x_{d_2}} - S_o \cdot \frac{2x + x_{d_1} - x_{d_2} - (d_n + d)}{d_n + d + d_d - x + x_{d_2}} \quad ..23).$$

Wir erhalten durch Probieren die zu etwas zunehmenden $x$-Werten zugehörigen $x_d$- und P-Werte in folgender Weise: Aus Gleichung 17a) ermitteln wir das dem zugrunde gelegten $x$ zugehörige $x_{d_1}$, sodann zeichnerisch oder rechnerisch aus Gleichung 15) $P_{d_1}$; $P_{r_2}$ nehmen wir zunächst schätzungsweise an; das $-P$ der hinteren Schwenkachse ist noch gleich $P_{r_2}$, weil sie noch freiläuft. Weiter ermitteln wir zeichnerisch oder rechnerisch $x_{d_2}$ und $P_{d_2}$, aus Gleichung 23) $P_{r_1}$, setzen $x$, $P_{d_1}$, $P_{r_1}$, $-P_{d_2}$, $P_{r_2}$ in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein und ermitteln daraus $P_2$ und $P_{r_2}$; letzteres muß dann mit dem zunächst schätzungsweise angenommenen $P_{r_2}$ übereinstimmen. Schließlich berechnen wir $R$ nach Gleichung 16) oder 19a).

Anlauf der hinteren Schwenkachse, Periode II, beginnt, sobald das $R$ nach folgender Gleichung 20a), entwickelt wie Gleichung 20),

$$R = \frac{1}{2\sigma} \cdot (2d_n [x - d] + 2d_d \cdot x_{d_2} - d_n^2 + d_d^2) \quad . . 20a)$$

gleich dem nach Gleichung 16) und 19a) wird. Dieser Anlauf und weitere Abnahme von $R$ haben zur Folge: Leichtes Zurückschwenken der hinteren Schwenkachse, leichtes Sinken von $P_{r_2}$, im Gegensatz zu A. III. 2. ganz leichte Abnahme von $x$ wegen des hier überwiegenden Einflusses von $P_{r_1}$ und $P_{d_1}$, weiteres Ausschwenken der vorderen Schwenkachse, damit Wachsen von $P_{r_1}$ unter weiterer Abnahme von $P_2$ und weiterer Zunahme von $P_1$. Auch hier kommen wir durch Probieren leicht zum Ziel, legen ein bestimmtes $x$ zugrunde und schätzen $R$ vorläufig, berechnen nach Gleichung 17a) $x_{d_1}$, nach Gleichung 15) $P_{d_1}$, nach 16) $P_{r_1}$, nach 20a) $x_{d_2}$, nach 15) $P_{d_2}$, nach 19a) $P_{r_2}$, setzen $x$ und die vier P-Werte in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein, dann muß bei richtiger Wahl von $R$ die bei $x$ an die $\mathfrak{M}$-Linie des Hauptgestells gelegte Berührende die zuletzt eingetragene Richtkraftmomentenlinie in der Richtung von $P_2$ schneiden.

Innerer Anlauf einer hinteren Achse des Hauptgestells leitet im allgemeinen Periode III ein, wenn nicht vorher $P_2$ gleich O geworden ist, also die erste feste Achse des Hauptgestells sich von der Außenschiene gelöst hat, was bei großer Rückstellkraft der vorderen Schwenkachse wohl eintreten kann. Hier liege zunächst vorheriger innerer Anlauf einer Hinterachse vor. Diese Periode III beginnt, sobald das $R$ der Periode II den Wert

$$R = \frac{1}{2\sigma} \cdot (2d_n' [x - d] - d_n'^2) \quad . . . . . 22a)$$

angenommen hat. Dieser Ausdruck entspricht der Gleichung 22) oben. Während dieser Periode III besteht dann zwischen $x$ und $x_{d_2}$ die geometrische Beziehung:

$$x_{d_2} = \frac{1}{2d_d} \left\{ d_n^2 - d_n'^2 - d_d^2 - 2(x - d)(d_n - d_n') \right\} \quad . . 21a).$$

Durch diesen Anlauf werden mit abnehmendem $R$ $x$ und $-x_{d_2}$ linear zu $R$ verkleinert und hört die Abnahme von $P_2$ im allgemeinen auf. Wenn Achse 2 sich also vorher noch nicht abgelöst hat, läuft sie auch weiter an. Es läuft innen zuerst an die M nächstliegende Achse. Für diese Periode erhalten wir die x- und P-Werte ohne Probieren in folgender Weise: Wir legen ein gewisses $R$, kleiner als das des Anlaufbeginns, zugrunde, berechnen aus Gleichung 22a) das zugehörige $x$, aus Gleichung 17a) $x_{d_1}$, bestimmen zeichnerisch oder rechnerisch aus Gleichung 15) $P_{d_1}$, aus 16) $P_{r_1}$, aus 21a) $x_{d_2}$, aus 19a) $P_{r_2}$, aus 15) oder zeichnerisch $P_{d_2}$, setzen $x$ und diese P-Werte in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein und erhalten daraus $P_2$ und $P_n'$. Wird $P_2 = O$, bevor eine Hinterachse innen anläuft, so hört damit die Gültigkeit von Gleichung 17a) und 20a) auf und fällt $P_2$ fort; $x$, $x_{d_1}$, $x_{d_2}$ und $R$ treten in eine neue geometrische Beziehung. Man gelangt dann wieder durch Probieren zum Ziel, ähnlich wie bei Periode II.

$\Sigma\mathfrak{M}$ setzt sich zusammen aus dem $\mathfrak{M}$ des Hauptgestells: $\mathfrak{M}_H$, denen der vorderen und hinteren Schwenkachse $\mathfrak{M}_{d_1}$ und $\mathfrak{M}_{d_2}$, dem etwa vorhandener Verschubachsen $\mathfrak{M}_v$ und den Zuschlägen für die anlaufenden Räder; $\mathfrak{M}_H$, $\mathfrak{M}_{d_1}$ und $\mathfrak{M}_{d_2}$ können aus den $\mathfrak{M}$-Linien abgegriffen werden, $\mathfrak{M}_H$ steigt zunächst ein wenig!

Diese Ermittlung ist in Abb. 13 und 14, Taf. 28 durchgeführt für ein Hauptgestell mit vier steifen Achsen und vorderer und hinterer Schwenkachse mit folgenden Daten: $d_n = 5{,}0$, $d_n' = d_5' = 4{,}5$, $d_n' = d_4' = 3{,}0$, $d = 0{,}5$, $d_d = 2{,}0$, $\frac{Q_1}{Q} = \frac{Q_2}{Q} = 0{,}8$, $S_o = 0{,}5$, $p = 25$, $\sigma = 0{,}035$ bei $R \leq 300$. Die $\mathfrak{M}$-Linien sind im halben Maßstab der bisherigen und folgenden gezeichnet. Für $R \sim \infty$ (Beginn der Periode I) ist $P_{r_1} = P_{r_2} = S_o = 0{,}5$, dafür nach Gleichung 14) $x_{d_2} = +0{,}047$, nach Gleichung 15) oder Abb. 13, Taf. 28 $P_{d_2} = 0{,}6$. $x$ schätzen wir zu 4,38, erhalten dafür aus Gleichung 17a) $x_{d_1} = +0{,}032$, aus Gleichung 15) $P_{d_1} = 0{,}6$ und aus dem Minimumverfahren des Hauptgestells nach Abb. 13, Taf. 28 $P_2 = 3{,}12$ und $P_{r_1} = 0{,}5$, wie oben eingesetzt; $x$ ist also richtig geschätzt. Die zeichnerische Ermittlung ist in Abb. 13, Taf. 28 dargestellt. In dem $x = 4{,}38$ entsprechenden Punkt B der $\mathfrak{M}$-Linie ist an diese die Berührende NBC gelegt. Weiter ist die Momentenlinie $GD_2J$ von $P_{d_2}$ von der Nullinie aus eingetragen, daran die Momentenlinie $GD_1'K$ von $P_{r_2}$ angetragen, daran die Momentenlinie $LD_1'S$ von $P_{d_1}$ und an diese schließlich die Momentenlinie LQN' von $P_{r_1}$, dann muß diese die Berührende NBC in der Richtung von $P_2$ schneiden, was hier im Punkt Q der Fall ist. $x$ ist also richtig gewählt. $P_2$ erhalten wir als $4 \cdot \frac{LC}{d + d_d} = 3{,}12$. Periode II beginnt nach Gleichung 20a) bei $R = 255$, $x = 4{,}47$, bevor $P_2 = O$ geworden ist. $x$ nimmt jetzt ab mit abnehmendem $R$. Für $x = 4{,}44$ erhalten wir die Richtkräfte und $R$ in folgender Weise: Wir schätzen $R$ zu 218, ermitteln rechnerisch oder zeichnerisch $x_{d_1} = +0{,}05$, $P_{d_1} = 0{,}6$, $P_{r_1} = 2{,}0$, $x_{d_2} = -0{,}78$, $P_{d_2} = -0{,}42$, $P_{r_2} = +1{,}02$, setzen diese vier P-Werte in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein, stellen fest, daß die Berührende die Momentenlinie der zuletzt angetragenen Richtkraft in der Richtung von $P_2$ schneidet, also die Schätzung von $R$ zutrifft und ermitteln $P_2 = 0{,}9$, genau wie

oben. Bei $R = 218$, $x = 4{,}44$ läuft nach Gleichung 22a) die letzte Achse des Hauptgestells mit echter Richtkraft innen an. Für $R = 200$ erhalten wir folgende Werte durch Rechnung oder Zeichnung: $x' = 4{,}31$, $x_{d_1}' = +0{,}023$, $P_{d_1} = 0{,}6$, $x_{d'2} = -0{,}77$, $P_{d_2} = -0{,}425$, $P_{r_1} = 2{,}08$, $P_{r_2} = +1{,}10$, setzen diese vier P-Werte in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein mit den Momentenlinien $G'D_2J'$ für $P_{d_2}$, $G'D_1''K'$ für $P_{r_2}$, $L'D_1''S'$ für $P_{d_1}$, $L'Q''N''$ für $P_{r_1}$, welch letztere als neue Nullinie aufgefaßt werden kann, ziehen die Berührende $C'Q'B'P$ und erhalten im Abschnitt R P das Moment $\frac{P_2}{4}.d_5$, im Abschnitt $Q''Q'$ das Moment $\frac{P_5'}{4}$ $d_5$, daraus $P_2 = 0{,}97$, $P_5' = -0{,}30$. Bei $x = 4{,}25$, $R = 193$ löst die vorletzte Achse des Hauptgestells die letzte im Innenanlauf ab, es tritt das unechte $P_4'$ an die Stelle des echten $P_5'$; das Ermittlungsverfahren ändert sich damit grundsätzlich nicht; $P_2$ springt beim Übergang auf einen etwas höheren Wert.

Von Zuschlägen anlaufender Räder zu $\Sigma\mathfrak{M}$ hat nur der von Achse 2 einige Bedeutung, die von Achse 1, 4, 5 und 6 dagegen wegen Kleinheit ihrer $x_d$ bzw. $(x-d)$ nicht. $\Sigma\mathfrak{M}$ sinkt ständig mit abnehmendem R, es schwankt zwischen 20,50 bei $x = 4{,}38$, $R = \infty$ und 18,60 bei $x = 4{,}10$, $R = 180$, W demgemäß zwischen O und 0,104, $w = \frac{0{,}2.1000}{2.5{,}6}.W = 17{,}9.W$ zwischen O und 1,86; es fällt gering aus. Von den Anlaufwinkeln ist nur $tg\alpha_2$ eingetragen, alle übrigen wegen ihrer Kleinheit nicht.

Diese Achsenordnung verhält sich sowohl hinsichtlich der Schienenrichtkräfte als des Krümmungswiderstandes recht günstig. $P_1$ steigt nicht so hoch an, wie bei der Anordnung mit alleiniger vorderer Schwenkachse, weil $P_2$ nicht O wird, sondern auch bei kleinerem R an der Führung teilnimmt; Die starke Neigung von $P_2$, während der Periode I und II zu O zu werden, wird vor Erreichung ihres Ziels vernichtet durch das Innenanlaufen einer Hinterachse des Hauptgestells, das hier also sehr günstig wirkt. Wie man durch Verlegung der Drehzapfen $D_1$ und $D_2$ noch günstigere Werte von $P_1$ und W erreichen kann, ist im Abschnitt C besonders auseinandergesetzt. Für den Einfluß von $S_0$ und p auf $P_2$ und R gilt das oben Gesagte.

### *A. III. 4. Fahrzeuge, bestehend aus zwei gelenkig und mit Rückstellvorrichtung miteinander verbundenen Gestellen (Mallet-Anordnung).*

Im allgemeinen wird auch bei größtem R das zweite Gestell nur indirekt durch das erste geführt; es kann aber auch außerdem direkt durch seine erste feste Achse m geführt sein, und zwar, wenn nach Textabb. 17 erfüllt ist die geometrische Beziehung

$$x_1 = \frac{d_n^2 + d^2}{2\,d_n} - x_2 \cdot \frac{d}{d_n} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 24).$$

Ist $x_1$ größer, was meistens der Fall ist, so läuft Achse m frei. Die Rückstellkraft wachse wieder nach dem Gesetz

$$P_r = \frac{a\,p}{R} \cdot (x_2 - x_1 + d_n) + S_0 \quad \ldots\ldots \quad 16b).$$

Zur Ermittlung der x und p gehen wir wieder von $R = \infty$ aus und verkleinern R allmählich. Für $R \sim \infty$ ist nach Gleichung 16b) $P_r = S_0$. Wir nehmen zunächst an, daß Achse m nicht anlaufe, dann wird Gestell 2 durch $P_d$ und $P_r$ geführt; wir tragen die Momentenlinie von $P_r = S_0$ in das Diagramm von Gestell 2 ein, ziehen von ihrem Schnittpunkt mit der Richtung von $P_d$ die Berührende an die $\mathfrak{M}_2$-Linie des Gestells 2 und erhalten damit $x_2$ und $P_d$, tragen $-P_d$ und $-P_r$ als äußere Kräfte in das Diagramm des ersten Gestells ein und erhalten hier in entsprechender Weise $x_1$ und $P_1$. Schließlich ist nachzuprüfen, ob dies $x_1$ größer als das nach Gleichung 24) ist; wenn nicht, so läuft Achse m außen an, tritt $P_m$ hinzu, gelten die für $P_d$, $x_2$, $P_1$ und $x_1$ ermittelten Werte nicht und sind diese durch Probieren unter Beachtung der Gleichung 24) zu gewinnen. Mit abnehmendem R schwenkt Gestell I stärker aus, wächst also $P_r$ und nimmt $x_2$ ab. Es werden dann für kleinere Werte von $x_2$ durch das Minimumverfahren $P_d$ und $P_r$ des Gestells II ermittelt, diese in umgekehrter Richtung als äußere Kräfte in das Diagramm des ersten Gestells eingeführt und hier in entsprechender Weise $x_1$ und $P_1$ gewonnen. Beide

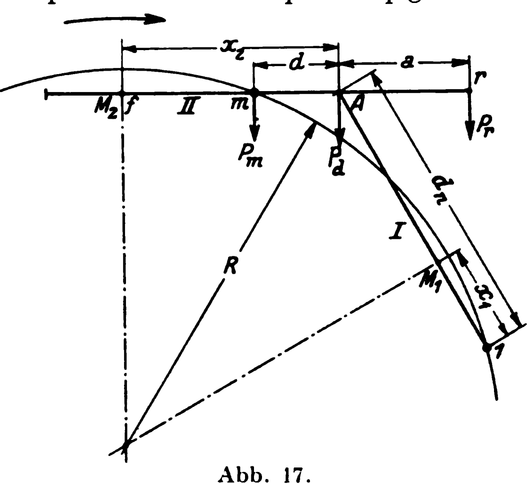


Abb. 17.

nehmen mit abnehmendem R zu. Diese Periode I dauert so lange, bis eine der Hinterachsen des Gestells II innen anläuft. Von da an (Periode II) gilt die aus Textabb. 18 ablesbare geometrische Beziehung

$$x_1 = \frac{d_n^2 + d_n'^2}{2\,d_n} - \frac{R\,\sigma}{d_n} - x_2 \cdot \frac{d_n'}{d_n} \quad \ldots\ldots \quad 25).$$

An Gestell II tritt jetzt die echte oder unechte Richtkraft $P_n'$ neu auf. Durch Probieren ermitteln wir die x und P leicht in

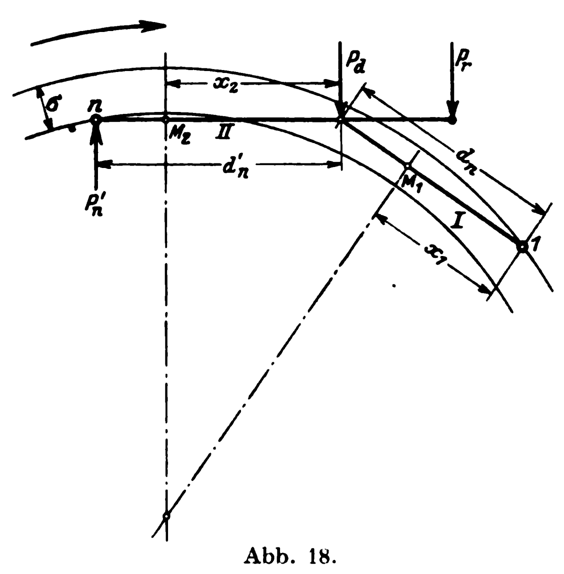


Abb. 18.

folgender Weise: Wir nehmen unter Beachtung der Tatsache, daß $x_2$ mit R bei Hinteninnenanlauf abnehmen muß, für einen zugrunde gelegten Wert von $x_2 <$ als in Periode I, R zunächst schätzungsweise an, berechnen $x_1$ nach Gleichung 25), $P_r$ nach Gleichung 16b), ziehen für $x_1$ und $x_2$ die Berührenden an die betreffenden $\mathfrak{M}$-Linien, führen $P_r$ in das Minimumverfahren des Gestells II ein, erhalten daraus $P_d$ und $-P_n'$, setzen $-P_r$ und $-P_d$ als äußere Kräfte in das Minimumverfahren des Gestells I ein und prüfen nach, ob ihnen das berechnete $x_1$ entspricht. Dabei bleibt $x_1$ ziemlich unverändert.

$\Sigma\mathfrak{M}$ des Krümmungswiderstandes setzt sich zusammen aus $\mathfrak{M}_1$, $\mathfrak{M}_2$ und den Zuschlägen für die anlaufenden Räder, von

denen im allgemeinen nur der von Achse 1 von Belang ist. In Periode I nimmt $\mathfrak{M}_2$ ab, $\mathfrak{M}_1$ aber zu, der Zuschlag von Achse 1 nimmt ständig zu; somit steigt mit abnehmendem R $\Sigma\mathfrak{M}$ im allgemeinen zunächst an, um dann ziemlich konstant zu bleiben. $\mathfrak{M}_2$ liegt im allgemeinen in der Nähe seines Mindestwertes.

Dies Verfahren ist in Abb. 15 und 16, Taf. 28 und 29 durchgeführt für ein aus zwei Gestellen mit je drei festen Achsen bestehendes Fahrzeug mit $d_n' = d_6' = 4{,}25$, $d_n' = d_5' = 2{,}75$, $d = 1{,}25$, $d_n = 4{,}25$, $a = 2{,}75$; die Anordnung sei vollkommen symmetrisch; $p = 25$, $S_o = 0{,}5$. Für $R \sim \infty$ ist $P_r = S_o = 0{,}5$. Die zugehörige $P_r$-Momentenlinie in Abb. 15, Taf. 28 ist $CA_2E$. Von ihrem Schnittpunkt E mit der Richtung von $P_d$ ist die Berührende EB an die $\mathfrak{M}_2$-Linie gelegt; diese, rückwärts verlängert, schneidet auf der Richtung von $P_r$ das Moment $a \cdot \frac{P_d}{2} = A_2G = a \cdot \frac{1{,}67}{2} ab$. Verlängert man BEG rückwärts bis zum Schnittpunkt H mit der Richtung von $P_1$ und zieht von hier die Berührende HF an die $\mathfrak{M}_1$-Linie des Gestells I, so erhält man $x_1 = A_1M_1$ und $P_1 = 2 \cdot \frac{GJ}{d_n - a} = 2{,}4$. Dies $x_1 = 1{,}6$ ist größer als 1,2, der Wert von $x_1$ nach Gleichung 24). Die Voraussetzung, daß Achse 4 nicht anlaufe, trifft also zu. $x_1$ kann nur bis auf 1,5 sinken, weil bei diesem Wert die Hinterachse des Gestells I außen anläuft. Während der übrigen Periode I zieht man für ein zugrunde gelegtes $x_2$ die Berührende an die $\mathfrak{M}_2$-Linie, die auf den Richtungen von $P_d$ und $P_r$ die Momente $P_r \frac{a}{2}$ und $P_d \frac{a}{2}$ abschneidet, zieht dann wie oben vom Schnittpunkt der Berührenden mit der Richtung von $P_1$ die Tangente an die $\mathfrak{M}_1$-Linie und erhält daraus $x_1$ und $P_1$. R ermittelt man nach Gleichung 16b). Bei $x_2 = 3{,}12$, $x_1 = 3{,}0$ ergeben Gleichung 16b) und 25) mit $d_n' = d_5' = 2{,}75$, d. h. Innenanlauf der mittleren Achse des zweiten Gestells, den gleichen Wert $R = 245$, hier beginnt also Periode II. Für $x_2 = 3{,}0$ ist das Verfahren folgendes: Man schätzt $R = 232$, berechnet nach Gleichung 25) $x_1 = 2{,}97$, nach Gleichung 16b) $P_r = 1{,}77$, zieht die zugehörigen Berührenden B'NK und F'J'H', die Momentenlinie von $P_r$—$A_2E'L$ und legt dann eine Gerade durch N und E', so muß diese durch H' gehen, wenn R richtig gewählt ist; denn NH' ist die Momentensummenlinie von $P_d$ und $P_r$, die zwischen Gestell I und II wirken, außer denen auf Gestell I nur $P_1$, auf Gestell II nur $P_5'$ führend einwirkt. Man erhält im Abschnitt E'K das Moment $\frac{P_5'}{2} \cdot d_5' = 0{,}47 \cdot \frac{d_5'}{2}$, im Abschnitt NL das Moment $\frac{P_d}{2} \cdot d_5' = 0{,}61 \cdot \frac{d_5'}{2}$ und im Abschnitt G'J' das Moment $P_1 \cdot \frac{1}{2}(d_n - a) = \frac{4{,}8}{2}(d_n - a)$.

Von Zuschlägen zu $\Sigma\mathfrak{M}$ ist nur der von Achse 1 berücksichtigt, der bis zu 14% von $\mathfrak{M}_1 + \mathfrak{M}_2$ ausmacht. $\Sigma\mathfrak{M}$ mit diesem Zuschlag schwankt zwischen 17,94 bei $R = \infty$ und dem Höchstwert 22,52 bei $R = 182$, erreicht diesen schon etwa bei $R = 245$; W schwankt entsprechend zwischen O und 0,124, $w = \frac{0{,}2 \cdot 1000}{2 \cdot 6} \cdot W$ zwischen O und 2,07. $\mathfrak{M}_2$ geht bei $R = 213$, $x_2 = 2{,}75$ durch seinen Mindestwert 8,20; $\mathfrak{M}_1$ hat seinen Endwert für $R = 180$ von 11,15 fast schon bei Beginn der Periode II ($R = 245$), erreicht. W ist in Abb. 16, Taf. 29 eingetragen. $\operatorname{tg}\alpha$ ist stets klein, der Höchstwert ist $\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{3{,}05}{180} = 0{,}017$ bei $R = 180$. Die Anlaufwinkel sind daher nicht eingetragen.

Im Freilauf hat $P_1$ die Neigung, sehr hoch anzusteigen, der Innenanlauf einer Hinterachse des Gestells II ist also bei den vorliegenden Werten der Rückstellvorrichtung sehr erwünscht, auch wenn die anlaufende Achse vor dem Reibungsmittelpunkt liegt, der Anlauf also mit unechter Richtkraft geschieht. Ermäßigt man die Rückstellwirkung durch Verringerung von p oder $S_o$, so sinkt nach Gleichung 16b) bei gleichem $P_r$ das R des Freilaufs; bei gleichem R wird also das $P_1$ kleiner; bei starker Ermäßigung von p kann bei dem kleinsten vorkommenden R $P_1$ weit unter dem Höchstwert der Abb. 16, Taf. 29 bleiben, Periode II überhaupt nicht mehr auftreten. Näheres s. Abschnitt C. Im Beispiel sind $S_o$ und p absichtlich unzweckmäßig groß gewählt.

### *A. III. 5. Fahrzeuge, bestehend aus einem Hauptgestell mit gegen eine Mittelstellkraft verschieblichem vorderem und hinterem mehrachsigem Drehgestell.*

Die Drehzapfendrücke sollen wieder linear mit dem Ausschlag zunehmen. Textabb. 19 stelle das Schema einer solchen Anordnung dar; beide Drehgestelle sollen gleichen Radstand $d_d$ und den Drehzapfen in der Mitte haben. Bei großem R wird das Hauptgestell geführt vorn und hinten indirekt durch die veränderlichen Drehzapfendrücke $P_{d_1}$ und $P_{d_2}$ und außerdem

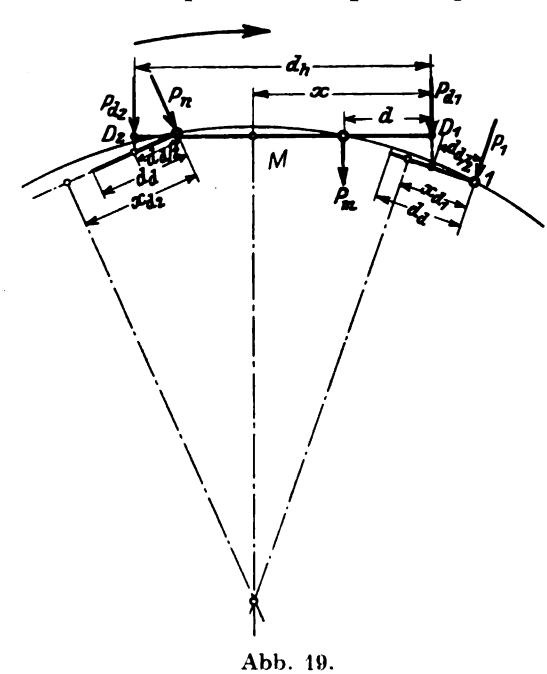



Abb. 19.

direkt durch Anlauf seiner ersten festen Achse an die Außenschiene mit $P_m$. Von diesen Kräften ist $P_{d_2}$ als von außen nach innen wirkend, also als unechte Richtkraft, angenommen. Für das so geführte Fahrzeug gelten die bereits für die Anordnung A. II. 2. abgeleiteten Beziehungen:

$$R = \frac{p_1}{2(P_{d_1} - S_{o1})}\left(2xd + d_d x_{d_1} - d^2 - \frac{d_d^2}{4}\right) \quad .\ .\ 12c)$$

$$R = \frac{p_2}{2(P_{d_2} - S_{o2})} \cdot \left(-2x(d_h - d) + d_d x_{d_2} + d_h^2 - d^2 - \frac{d_d^2}{4}\right) \quad .\ .\ 12d)$$

also bei $p_1 = p_2$

$$(P_{d_2} - S_{o2})\left(2xd + d_d x_{d_1} - d^2 - \frac{d_d^2}{4}\right) =$$

$$= \left\{P_{d_1} - S_{o1}\right\}\left\{-2x[d_h - d] + d_d x_{d_2} + d_h^2 - d^2 - \frac{d_d^2}{4}\right\} \quad .\ .\ 12e).$$

Allgemein gilt außerdem die aus Textabb. 19 ablesbare Beziehung:

$$R = \frac{p}{2(P_{d_1} - S_{o1} - P_{d_2} + S_{o2})}\left\{2d_h x - d_h^2 + d_d(x_{d_1} - x_{d_2})\right\} \quad .\ .26).$$

Bei $R \sim \infty$ ist nach Gleichung 12c) und 12d) $P_{d_1} = S_{o1}$ und $P_{d_2} = S_{o2}$. Zur Ermittlung von $P_m$ tragen wir die Momentenlinien von $P_{d_1}$ und $P_{d_2}$ in das Diagramm des Hauptgestells von

der Nullinie aus aneinander an und ziehen vom Schnittpunkt der zuletzt eingetragenen Momentenlinie mit der Richtung von $P_m$ die Berührende an die $\mathfrak{M}$-Linie des Hauptgestells; so erhalten wir in bekannter Weise $P_m$, weiter die Schienenrichtkräfte der anlaufenden Drehgestellvorderachsen $P_1$ und $P_n$ durch Einführen von $-P_{d_1}$ bzw. $-P_{d_2}$ als äußerer Kräfte in die Minimumverfahren des vorderen bzw. hinteren Drehgestells. Nachzuprüfen bleibt, ob die Richtung des auf das Hauptgestell wirkenden $P_{d_2}$ tatsächlich von außen nach innen geht, d. h. ob bei den berechneten x, $x_{d_1}$, $x_{d_2}$ und den gegebenen Abmessungen der Gestelle der hintere Drehzapfen des Hauptgestells $D_2$ tatsächlich aus der Längsachse des hinteren Drehgestells nach außen verschoben ist. Auf dem weiteren Verlauf dieser Periode I nimmt x ein wenig mit abnehmendem R ab wegen überwiegenden Einflusses von $P_{d_1}$; dieses sowie $P_{d_2}$ nimmt zu, aber dieses sehr viel schwächer als jenes. Man kommt durch Probieren zum Ziel, indem man für ein zugrunde gelegtes x das zugehörige $P_{d_1}$ zunächst schätzt, $P_{d_2}$ und $P_m$ aus dem Minimumverfahren des Hauptgestells bestimmt und nachprüft, ob die beiden $P_d$ und die durch sie festgelegten $x_{d_1}$, $x_{d_2}$ die Gleichung 12e) erfüllen.

Sobald $P_m = O$ wird, beginnt Periode II, der Freilauf. x sinkt in ihr mit abnehmendem R weiter. Wir ziehen für ein bestimmtes x die Berührende an die $\mathfrak{M}$-Linie des Hauptgestells, die auf den Richtungen von $P_{d_1}$ und $P_{d_2}$ die Momente $\frac{P_{d_2}}{2} . d_h$ und $\frac{P_{d_1}}{2} . d_h$ von der Nullinie aus abschneidet (siehe Abb. 17, Taf. 29) und ermitteln $P_1$ und $P_m$ wie oben. Mit Anlauf einer Hinterachse an die Innenschiene beginnt Periode III, auf der sinngemäß wie bei Periode I verfahren wird.

$\Sigma\mathfrak{M}$ des Krümmungswiderstandes setzt sich zusammen aus den $\mathfrak{M}$ der drei Gestelle und den Zuschlägen der anlaufenden Räder, von denen im allgemeinen nur die der Vorderachsen aller drei Gestelle von einiger Bedeutung sind. $\Sigma\mathfrak{M}$ nimmt mit abnehmendem R ständig ab; alle drei $\mathfrak{M}$ liegen im allgemeinen weit über ihrem Mindestwert.

Für eine symmetrische 2C2-Anordnung mit folgenden Daten: $d_h = 8{,}4$, $d = 2{,}7$, $d_d = 2{,}2$, $\frac{Q_d}{Q} = 0{,}8$, $S_{o_1} = S_{o_2} = 0{,}5$, $p = 25$, $\sigma = 0{,}035$ für $R \leq 300$ ist das Verfahren dargestellt in Abb. 17 und 18, Taf. 29. Für $R \sim \infty$ ist $P_{d_1} = P_{d_2} = 0{,}5$, $x = 5{,}9$, $x_{d_1} = x_{d_2} = 2{,}55$, $P_1 = P_n = P_6 = 2{,}50$, $P_m = P_3 = 3{,}16$. Für $x = 5{,}55$ ist $P_{d_1} = 2{,}22$ geschätzt, die Momentenlinie von $P_{d_1}$ als $CD_1ES$ in Abb. 17 an die Nullinie angetragen, weiter die Berührende NBK für $x = 5{,}55$ gezogen, dann ist bei richtiger Wahl von $P_{d_1}$ der Abschnitt $KE = \frac{P_{d_2}}{2} . (d_h - d)$, $P_{d_2} = 0{,}77$ und der Abschnitt $SN = \frac{P_3}{2} . (d_h - d)$, $P_3 = 0{,}192$. Zieht man weiter die Berührende CJF an die $\mathfrak{M}_1$-Linie des ersten Drehgestells, so erhält man dessen $x_{d_1} = 2{,}1$ und $P_1 = \frac{D_1J}{\frac{d_{d_1}}{2}} . 2 = 3{,}33$. Sinngemäß trägt man in $A_6$, dem Angriffspunkt von $P_6$, $\frac{P_{d_2}}{2} . \frac{d_{d_2}}{2} = A_6G$ auf — das auch zeichnerisch durch die Linien $EA_6O$ und KGO gewonnen werden kann — zieht von G die Berührende GI'H an die $\mathfrak{M}_2$-Linie des hinteren Drehgestells und erhält hier $x_{d_2} = 2{,}45$ und $P_6 = 2 . \frac{D_2I'}{\frac{d_{d_2}}{2}} = 2{,}60$. $P_{d_1}$, $P_{d_2}$, x, $x_{d_1}$, $x_{d_2}$ erfüllen die Gleichung 26), die Wahl war also richtig. R erhalten wir nach Gleichung 26) zu 189. $P_3$ wird O bei $x = 5{,}53$. Die Konstruktion für Periode II ist oben hinlänglich beschrieben. Periode III — Innenanlauf der letzten Achse des Hauptgestells — tritt bei so niedrigem R auf, daß sie nicht mehr untersucht ist.

Von Zuschlägen zu $\Sigma\mathfrak{M}$ sind die von Achse 1, 6 und 3 zu berücksichtigen, sie machen bis 9% von $\mathfrak{M} + \mathfrak{M}_1 + \mathfrak{M}_2$ aus. $\Sigma\mathfrak{M}$ einschließlich dieser Zuschläge schwankt zwischen 24,90 bei $R = \infty$ und 21,64 bei $R = 150$, W bei den gleichen Grenzen zwischen O und 0,144, $w = \frac{0{,}2 . 1000}{2(3 + 4 . 0{,}8)} . W$ zwischen O und 2,32, ist gleich 1,98 bei $R = 180$. Von Anlaufwinkeln erreicht $\alpha_6$ den höchsten Wert $\operatorname{tg}\alpha_6 = \frac{2{,}45}{150} = 0{,}0163$ bei $R = 150$, den Wert $\frac{2{,}45}{180} = 0{,}0136$ bei $R = 180$; die Anlaufwinkel sind stets sehr klein, in Abb. 18, Taf. 29 deswegen nicht eingetragen.

Die Zusammenstellung der Kennlinien zeigt das günstige Verhalten der Anordnung. Mit abnehmendem $S_o$ steigt der hohe Anfangswert von $P_3$, sinken $P_1$ und $P_6$, bei $S_o = O$ auf 2,18. Mit sinkendem p sinkt R. Es dürfte sich also empfehlen, $S_o$ nicht, wohl aber p zu verkleinern; man kann dadurch u. U. R soweit verringern, daß der Freilauf mit seinen hohen Anfangswerten von $P_1$ und $P_6$ bei so kleinem R erreicht wird, daß er praktisch nicht mehr auftritt, mithin auch $P_{1max}$ und $P_{6max}$ kleiner ausfallen. Schiebt man die Drehzapfen $D_1$ und $D_2$ soweit an die Achsen des Hauptgestells heran, ohne ihre Lage zu den Drehgestellen zu ändern, daß das $D_2$ des hinteren Drehgestells weiter außen liegt, als der zugehörige Punkt des Hauptgestells, so kehrt $P_{d_2}$ seine Richtung um, wird zu einer echten Richtkraft und entlastet $P_1$, das dann erheblich kleiner ausfällt. Gleichzeitig sinkt aber damit x und für das kleinere x ist jene Bedingung schwer zu erfüllen. Beim Übergang von $+P_{d_2}$ auf $-P_{d_2}$ gibt es eine Unstetigkeit im Lauf, d. h. sprunghaften Übergang von x für $P_{d_2} = +S_o$ über x für $P_{d_2} = O$ auf x für $P_{d_2} = -S_o$, worauf hier nur kurz hingewiesen sei. Wie man $P_{d_2}$ durch Vorlegung von $D_2$ aus der Mitte des Drehgestells heraus zum Hauptgestell hin mit Sicherheit zu einer echten Richtkraft machen kann und die günstige Einwirkung solcher Verlegung von $D_2$ und auch von $D_1$ auf die Schienenrichtkräfte überhaupt ist unter C erörtert.

*A. III. 6. Fahrzeuge, bestehend aus Hauptgestell und vorderem Kraufs-Gestell, dessen Drehzapfen und Vorderachse gegen je eine Rückstellkraft verschieblich sind.*

Beide Rückstellkräfte sollen linear mit dem Ausschlag anwachsen. Die Anordnung unterscheidet sich von der nach A. II. 1. nur durch das Hinzutreten der Rückstellkraft $P_r$ der Vorderachse, die in deren Höhe angreift. Bei großem R läuft auch hier die erste feste Achse des Hauptgestells außen an, und es gilt dafür die dort abgeleitete Beziehung 8a), ebenso für Innenanlauf einer Hinterachse bei kleinem R Gleichung 8b).

Weiter ist nach der schematischen Textabb. 20 allgemein der Ausschlag

$$g = \frac{x - c + \frac{d_d}{2}}{R} (d_d - c) \text{ und mit}$$

$$e + g = \frac{P_r - S_{o_r}}{p_r}, \quad e = \frac{P_d - S_{o_d}}{p_d}$$

$$P_r = \frac{p_r}{p_d}(P_d - S_{o_d}) + S_{o_r} + \frac{p_r}{R}\left(x - c + \frac{d_d}{2}\right)(d_d - c) \quad \ldots 27)$$

oder in dem meist vorliegenden Fall, daß $p_r = p_d = p$ und $S_{o_r} = S_{o_d} = S_o$

$$P_r = P_d + \frac{p}{R}\left(x - c + \frac{d_d}{2}\right)(d_d - c) \quad \ldots 27a)$$

Bei $R \sim \infty$ sind $P_d$ und $P_r$ durch Gleichung 8a) und 27) bestimmt. Man führt diese als äußere von außen nach innen gerichtete Kräfte in das Minimumverfahren des Hauptgestells

ein und erhält daraus $P_m$, die Schienenrichtkraft der ersten festen Achse des Hauptgestells und x. Für den weiteren Verlauf der Periode I, Führung des Hauptgestells durch $P_d$, $P_r$, $P_m$, gelangt man durch Probieren zum Ziel. x nimmt mit sinkendem R langsam ab, weil $P_d$ und $P_r$ damit zunehmen. Für ein zugrunde gelegtes x schätzen wir zunächst R, berechnen $P_d$ nach Gleichung 8a), $P_r$ nach Gleichung 27) bzw. 27a) und prüfen nach, ob im Diagramm des Minimumverfahrens des Hauptgestells die Berührende an die $\mathfrak{M}$-Linie und die an die $P_r$-Momentenlinie angelegte $P_d$-Momentenlinie sich in der Richtung von $P_m$ schneiden. $P_m$ sinkt schnell; aus diesem Grunde nimmt nicht nur $P_r$, sondern auch $P_d$ ein wenig zu. Mit $P_m = 0$ beginnt Periode II, Freilauf. In ihr sinkt x weiter mit R, $P_r$ steigt stärker als bisher, $P_d$ sinkt aber stark, da ein sinkendes $P_m$ neben dem stark zunehmendem $P_r$ nicht mehr vorhanden ist. Man ermittelt für verschiedene Werte von x mittels des Minimumverfahrens ohne weiteres $P_d$ und $P_r$ und berechnet aus Gleichung 27, 27a) das zugehörige R. Sobald Gleichung 8b) den gleichen Wert für R ergibt wie 27), 27a), läuft eine Hinterachse des Hauptgestells innen an und man

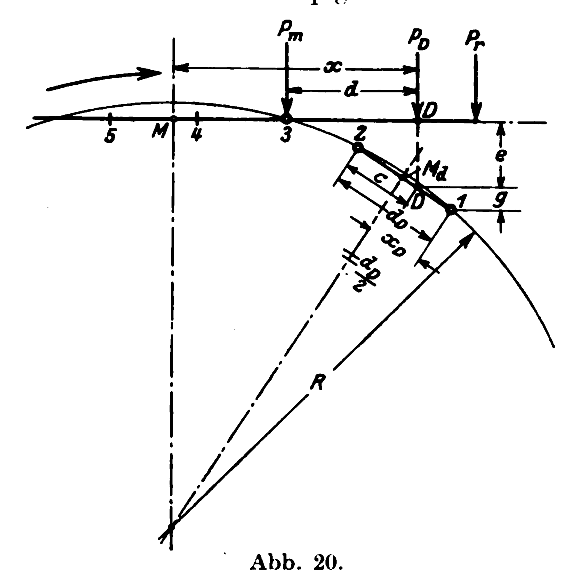



Abb. 20.

verfährt in der damit beginnenden Periode III sinngemäß wie bei I. $\Sigma\mathfrak{M}$ des Krümmungswiderstandes ermittelt sich wie zu A. II. 1.

Das Verfahren ist in Abb. 19 und 20, Taf. 29 für das Beispiel von A. II. 1. durchgeführt mit $S_{o_d} = S_{o_r} = S_o = 0{,}3$, $p_d = p_r = p = 25$. Bei $R = \sim\infty$ ist demnach $P_r = P_d = 0{,}3$. Führt man diese Kräfte in das Diagramm von Abb. 19, Taf. 29 ein, so erhält man $x = 5{,}75$, $P_m = P_3 = 2{,}5 = P_{3max}$. Für $x = 5{,}5$ nehmen wir zunächst schätzungsweise $R = 1475$ an, berechnen aus Gleichung 8a) $P_d = 0{,}515$, aus Gleichung 27a) $P_r = 0{,}605$, ziehen in Abb. 19 für $x = 5{,}5$ die Berührende BCD′, legen die Momentenlinie von $P_r$ als $A_1EF$ an die Nullinie an und tragen daran nach oben die Momentenlinie von $P_d$ als EC, dann schneidet sich diese mit der Berührenden in C, einem in der Richtung von $P_3$ liegenden Punkt, die Wahl von R war also richtig. $P_3$ erhalten wir als $\frac{ED'}{d_3} . 2 = 1{,}28$. Bei $x = 5{,}18$ wird $P_3 = 0$, es beginnt Periode II, der Freilauf. Für $x' = 5{,}17$ ist die Ermittlung von $P_d$ und $P_r$ in Abb. 19, Taf. 29 dargestellt. Die zugehörige Berührende $B'D''A_1'$ schneidet auf der Richtung von $P_d$ das Moment $\frac{P_r}{2}(d_d - c) = DD''$ und auf der Richtung von $P_r$ das Moment $\frac{P_d}{2}(d_d - c) = A_1A_1'$ ab und ergibt $P_r = 0{,}92$ und $P_d = 0{,}7$. Aus Gleichung 27a) erhält man $R = 560$. Bei $x = 5{,}15$ beginnt Periode III mit dem Innenanlauf der Achse 4, $d_4' = 4{,}5$. Hier berechnet man für ein zugrunde gelegtes kleineres x und geschätztes zugehöriges R das $P_d$ nach Gleichung 8b), das $P_r$ nach Gleichung 27a) und stellt fest, ob die an die Momentenlinie von $P_r$ angetragene Momentenlinie von $P_d$ die Berührende in der Richtung von $P'_4$ schneidet. $P_1$, $P_2$, $Y_1$ und $Y_2$ berechnet man wie bei A. II. 1. mit der einzigen Abweichung, daß hier $P_r$ zu dem so ermittelten $P_1$ zu addieren ist.

$\Sigma\mathfrak{M}$ ist ermittelt als Summe von $\mathfrak{M}'$, $\mathfrak{M}_1 = 2 . 0{,}8\sqrt{s^2 + \frac{d_d^2}{4}}$ und dem sehr kleinen Zuschlag für die zweite Achse; der Zuschlag für die erste und vierte Achse ist hier wegen Kleinheit vernachlässigt. $\Sigma\mathfrak{M}$ schwankt zwischen 21,63 bei $R = \infty$ und 16,35 bei $R = 180$, W demgemäß zwischen 0 und 0,091, w zwischen 0 und 1,90, ist also viel kleiner als bei A. II. 1. wegen kleineren x. Der Anlaufwinkel $\alpha$ ist stets klein, am größten an der zweiten Achse. $\operatorname{tg}\alpha_{2max} = \frac{2{,}35}{180} = 0{,}013$.

Aus der Auftragung der Kennlinien in Abb. 20, Taf. 29 ersieht man, daß der frühzeitige Abbruch des Freilaufs durch Innenanlauf der vierten Achse $P_4'$ stark ansteigen läßt und den steilen Abfall von $P_d$ und R, sowie den steilen Anstieg von $P_r$, also das starke Auseinanderstreben von $P_d$ und $P_r$, abbricht. Die Folge ist, daß der Unterschied $P_1 - P_2$ geringer ausfällt und $P_6'$ größer wird, als es bei längerem Freilauf der Fall wäre. Eine Verlängerung des Freilaufs durch Schwächen der Spurkränze der vierten Achse dürfte zweckmäßig sein. Ein Vergleich mit Abb. 4, Taf. 25 der Anordnung A. II. 1., zeigt, daß $P_r$ die Größe x und damit den Krümmungswiderstand verkleinert, auch $P_2$, $Y_2$, $P_3$, $Y_3$ verkleinert, aber $P_1$, $Y_1$, $P_4$, $Y_4$ vergrößert. Es dürfte sich empfehlen, $P_r$ etwas schwächer zu halten.

### B. Verfahren bei Ausübung einer Zugkraft.

Dieser Fall sei nur grundsätzlich und angenähert behandelt. Zunächst sei untersucht, ob das Minimumverfahren überhaupt für eine Lokomotive, die am Umfang ihrer gekuppelten Achsen eine Zugkraft Z äußert, gilt. Der Zugwiderstand, der bei Annahme einer Lokomotive ohne eigenen Fahrwiderstand gleich Z ist, wirke in Richtung der Fahrzeuglängsachse. Wie Uebelacker gezeigt hat, rückt in diesem Fall der Reibungsmittelpunkt M für die gekuppelten Achsen aus der Fahrzeuglängsachse nach außen um z, dessen Maß sich darnach bestimmt, daß die Summe der in die Fahrzeuglängsachse fallenden Komponenten der Reibungswiderstände der gekuppelten Räder gleich Z ist. Für ein indirekt geführtes steifachsiges Fahrzeug erhalten wir somit das Kräftebild der Textabb. 21, worin die eine dargestellte Achse eine beliebig große Zahl n von gekuppelten Achsen vertreten möge. Die in den Krümmungen vorhandene Änderung der Lastverteilung auf Innen- und Außenräder bleibe wieder unberücksichtigt. Dann lautet die Gleichung der Momente der äußeren, in Einheiten fQ ausgedrückten, Kräfte um M:

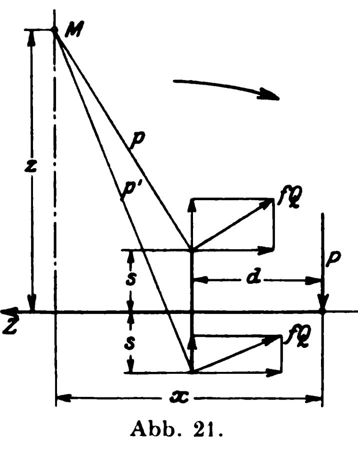



Abb. 21.

$$Px - \sqrt{(x-d)^2 + (z-s)^2} - \sqrt{(x-d)^2 + (z+s)^2} + Zz = 0 \quad \ldots 28),$$

$$Px - \mathfrak{M} + \mathfrak{M}z = 0 \quad \ldots\ldots\ldots 28a),$$

daraus ergibt sich

$$P = \frac{\sqrt{(x-d)^2 + (z-s)^2}}{x} + \frac{\sqrt{(x-d)^2 + (z+s)^2}}{x} - \frac{Zz}{x} \quad \ldots 29)$$

und, unter der vereinfachenden Annahme, daß z sich mit x nicht ändere:

$$\frac{dP}{dx}=0=\frac{1}{x^2}\left\{\frac{x}{2}\cdot\frac{2(x-d)}{\sqrt{(x-d)^2+(z-s)^2}}-\sqrt{(x-d)^2+(z-s)^2}+\right.$$

$$\left.+\frac{x}{2}\cdot\frac{2(x-d)}{\sqrt{(x-d)^2+(z+s)^2}}-\sqrt{(x-d)^2+(z+s)^2}\right\}+\frac{Zz}{x^2}$$

oder

$$\frac{(x-d)\,x}{\sqrt{(x-d)^2+(z-s)^2}}-\sqrt{(x-d)^2+(z-s)^2}+$$

$$+\frac{x\,(x-d)}{\sqrt{(x-d)^2+(z+s)^2}}-\sqrt{(x-d)^2+(z+s)^2}+Zz=0.$$

Den gleichen Ausdruck erhält man, indem man P nach Gleichung 29) gleich dem sich aus der Gleichung der senkrechten äußeren Kräfte ergebenden P setzt, d. h.

$$P=\frac{\sqrt{(x-d)^2+(z-s)^2}}{x}+\frac{\sqrt{(x-d)^2+(z+s)^2}}{x}-\frac{Zz}{x}=$$

$$=\frac{x-d}{\sqrt{(x-d)^2+(z-s)^2}}+\frac{x-d}{\sqrt{(x-d)^2+(z+s)^2}},$$

also gilt auch hier das oben ausgesprochene Gesetz über den Mindestwert von P und das darauf aufgebaute zeichnerische Minimumverfahren. Es gilt auch, wie hier nicht nachgewiesen wird, ohne die oben gemachte vereinfachende Annahme.

Demnach ergibt sich folgende, in Abb. 21, Taf. 29 für ein vorne direkt geführtes dreiachsiges Fahrzeug von $2\times1{,}5$ Radstand dargestellte, Konstruktion für P und W. Man zeichnet für einen oder mehrere zugrunde gelegte konstante Werte von z — in Abb. 21, Taf. 29 für $z=0$, $z=1$ m, $z=2$ m — die 𝔐-Linie und die Zz-Kurve, d. h. 𝔐 und Zz als Ordinaten für die zugehörigen verschiedenen x als Abszissen über der Fahrzeuglängsachse nach oben auf. 𝔐 ist, wie oben, $=\sum_1^n p+\sum_1^n p'$. Z ist nach der Gleichung der wagrechten äußeren Kräfte (siehe Textabb. 21) $=\sum_1^n\frac{z-s}{p}+\sum_1^n\frac{z+s}{p'}$, also bei konstantem z etwas veränderlich mit x. Die einem bestimmten Zz zugehörige $𝔐_z$-Linie ist eine in diesem Abstand Zz von der Fahrzeuglängsachse zu dieser parallel gezogene Gerade; die 𝔐z-Linie liegt also nicht fest, wie die Momentenlinien der bisher im Abschnitt A eingeführten äußeren Kräfte, sondern ist in ihrer Höhenlage etwas veränderlich, entsprechend dem Verlauf der Zz-Linie. x und P sind demnach durch Probieren so zu bestimmen, daß die in einem Punkt B an die 𝔐-Linie gelegte Berührende die Richtung von P im gleichen Abstand von der Fahrzeuglängsachse schneidet wie ein von B auf diese Achse gefälltes Lot die Zz-Kurve schneidet; denn diese beiden Schnittpunkte A und C müssen auf der zugehörigen $𝔐_z$-Linie liegen. In Abb. 21, Taf. 29 ist für $z_1=1$ m zunächst versuchsweise von Punkt B′ der $𝔐_1$-Linie — der 𝔐-Linie für $z=1$ m, — die Berührende B′A′ gezogen und von A′ die Parallele A′C′ zur Fahrzeuglängsachse, die das Lot von B′ auf diese Achse in C′ schneidet; C′ liegt unterhalb der Zz-Linie. In entsprechender Weise ist Punkt C″ etwas oberhalb der $Zz_1$-Linie gewonnen. Verbindet man C′ und C″ durch eine Gerade, so erhält man ziemlich genau in deren Schnittpunkt $C_1$ mit der $Zz_1$-Linie die richtige Lage von C; in diesem Beispiel ist bei $z=1$ m $x_1=2{,}85$ m; $P=2.\frac{C_1B_1}{A_1C_1}=3{,}0$ bei $Z=3{,}3$. $Z_{max}=3{,}83$ würde auftreten bei $x_1=d_1$. Ebenso erhält man für $z=2$ m—$x_2=$ $=2{,}75$ m, $P=2.\frac{C_2B_2}{A_2C_2}=2{,}3$ bei $Z=4{,}7$. Für $z=0$, $Z=0$ würde man erhalten $x_0=3{,}1$, $P=3{,}65$. Mit wachsendem Z nimmt also x ein wenig, P ziemlich erheblich ab.

Zur Ermittlung des Krümmungswiderstandes W gehen wir aus von Gleichung 28) bzw. 28a). Darnach ist zur Überwindung der an den Radauflagerstellen auftretenden Reibungswiderstände fQ, unter Absehung von den besonderen Verhältnissen des anlaufenden Rades, auf das Fahrzeug auszuüben das Moment $𝔐=Px+Zz$, das also wieder unmittelbar durch die Ordinaten der 𝔐-Linie dargestellt wird. Die besonderen Verhältnisse des Anlaufs können durch einen Zuschlag, wie oben, berücksichtigt werden. Dieser Ausdruck für 𝔐 zeigt nun die eigenartige Tatsache, daß das Moment zur Überwindung des Krümmungswiderstandes nur zu einem Teil durch die Richtkraft P, zum andern aber durch den Zugwiderstand Z aufgebracht wird. Die Lokomotive wird also in der Krümmung mehrbelastet nur durch den Krümmungswiderstand $\frac{P.x}{R}$, den eigentlich „meßbaren" Krümmungswiderstand W′, aber nicht durch $\frac{Z.z}{R}$; der zweite Summand von 𝔐 bedeutet hier keinen Kraft- sondern einen Wegverlust. Das ersieht man aus der Betrachtung der Geschwindigkeitsverhältnisse. In Textabb. 22 sind diese dargestellt für eine auf die Spur O zusammengeschrumpfte angetriebene Achse; diese durchfahre die Krümmung mit der wirklichen Geschwindigkeit $v=R.\omega$, die sich zusammensetzt aus der Gleitgeschwindigkeit g um M und der Rollgeschwindigkeit r in Richtung der Fahrzeuglängsachse. Aus der Textabb. 22 sieht man, daß r nicht $\sim R\omega$, sondern $\sim(R+z)\,\omega$ ist; das heißt, um die Krümmung mit der Geschwindigkeit $v=R.\omega$ zu durchfahren, müssen die angetriebenen Räder der Lok. eine Umfangsgeschwindigkeit $r=\sim(R+z).\omega$ haben, oder es ermäßigt sich bei unveränderter Radumfangsgeschwindigkeit $R.\omega$ die Lokomotiv- und Zuggeschwindigkeit in der Krümmung von $R\omega$ auf $\sim(R-z)\,\omega$! Faßt man $\omega$ als Winkel auf, $R\omega$ also als Weg von Lok. + Zug, so ist zur Zurücklegung dieses Weges am Umfang der angetriebenen Lokomotivräder nach Abb. 43 zu leisten die Arbeit: $L=\frac{Px}{R}.R\omega+Zz\omega$, also $L=(Px+Zz)\,\omega$.

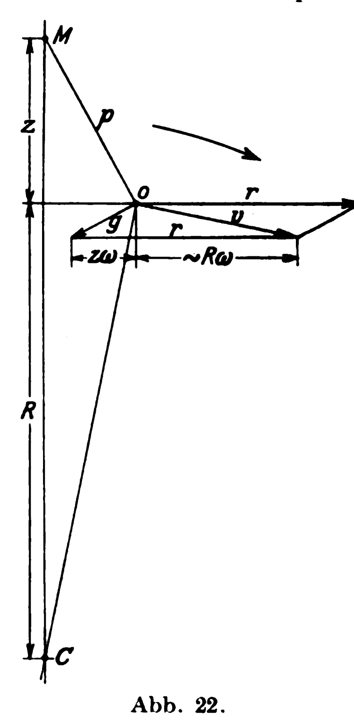


Abb. 22.

Drückt man diese Arbeit aus als das Produkt des von der Lokomotive tatsächlich zurückgelegten Weges $R\omega$ und des auf diesen Weg reduzierten Widerstandes W, so erhält man die Gleichung $(Px+Zz)\,\omega=W\,R\omega$, oder $W=\frac{Px+Zz}{R}$ als „reduzierten" Krümmungswiderstand, wohl zu unterscheiden vom „meßbaren" $W'=\frac{Px}{R}$. Beide ergeben sich aus Abb. 21, Taf. 29. Darnach erhält man für $z=1$ m den meßbaren Widerstand $W'=\frac{C_1B_1.2m}{R}=\frac{8{,}5}{R}$, den reduzierten $W=\frac{N_1B_1 2m}{R}=11{,}8$; für $z=2$ m $W'=\frac{6{,}3}{R}$, $W=\frac{15{,}7}{R}$; für $z=0$ $W=\frac{11{,}3}{R}$. Für $Z=4{,}7$ ist also W um 39% größer als bei $Z=0$! Bei $R=180$ erhält man für $z=0$, 1, 2 die spezifischen reduzierten Krümmungswiderstände: w in kg/t = 2,1, 2,2, 2,9; die spezifischen meßbaren w′ = 2,1, 1,58, 1,17.

Je mehr sich die Richtung der Gleitgeschwindigkeit g derjenigen der Rollgeschwindigkeit r nähert, desto größer wird die Gefahr des Schleuderns, worauf schon Uebelacker in seiner mehrfach angezogenen grundlegenden Arbeit aufmerksam gemacht hat, auf die sich auch die vorliegenden Untersuchungen aufbauen. Diese sollen auch in diesem Abschnitt nur eine Annäherung an die Wirklichkeit darstellen; verschiedene Einflüsse sind bewußt vernachlässigt, die wichtigsten davon sind oben angegeben.

### C. Die ideale Führung.

Aus diesen Darlegungen geht hervor, daß — abgesehen von etwaiger Labilität des Gleichgewichtes — jedes Fahrgestell lediglich indirekt geführt werden kann. Verbindet man nun zwei Gestelle miteinander durch ein zwischen beiden liegendes Gelenk, so kann man dieses im allgemeinen so legen, daß im Beharrungszustande das vordere Gestell lediglich durch den vom hinteren auf das Gelenk ausgeübten Druck, das hintere aber allein durch dessen Reaktion (den vom vorderen Gestell ausgeübten Gelenkdruck) geführt werden kann. Bei dieser Art der Führung müssen die Richtkräfte einander entgegengesetzt gerichtet und bei einer bestimmten Lage ihrer Angriffspunkte gleich groß sein. Bei dieser Anordnung würden also überhaupt keine Schienenrichtkräfte am ganzen Fahrzeug auftreten, wenn es einmal diese Gleichgewichts- und Beharrungszustandsstellung eingenommen hat, eigentlich anlaufende Räder würde es garnicht geben. Da das voranlaufende von hinten indirekt geführte Gestell in labilem Gleichgewicht ist, muß man es mit einer kleinen Schienenrichtkraft vorn anlaufen lassen. Das ist auch nötig, um das Fahrzeug aus der gestreckten Stellung in der Geraden in diese Gleichgewichtsstellung im Bogen überzuführen. Während dieses Überganges bestehen andere Kräftewirkungen statischer und dynamischer Art, die größere Richtkräfte mit sich bringen. Weiter ist dafür zu sorgen, daß bei allen vorkommenden Werten des Krümmungshalbmessers weder aus geometrischen noch aus statischen Gründen — etwa durch das Anwachsen von Rückstellkräften — weitere Räder zum Anlauf kommen, was für jeden Fall leicht nachgeprüft, gegebenenfalls durch Schwächen von Spurkränzen erreicht werden kann. Schließlich ist nachzuprüfen, ob die beim Einfahren in den Gleisbogen geweckten Kräfte auch in der Lage sind, das Fahrzeug in diese Gleichgewichtsstellung des Beharrungszustandes zu bringen. Durch ein weiteres Gelenk, also Dreiteilung des Fahrzeuges läßt sich weiter oft erreichen, daß der Krümmungswiderstand des ersten und zweiten Gestelles ihre Mindestwerte annehmen.

Wenn auch solche Achsanordnungen sich in voller Strenge oft nicht ausführen lassen wegen der verschiedenen an ihnen sonst noch auftretenden äußeren Kräfte T, H, Z, ferner weil sie in beiden Richtungen fahren müssen, und aus anderen praktischen Gründen, so sind es doch in gewisser Hinsicht Idealanordnungen, denen man sich annähern sollte, und seien deshalb in ihren wichtigsten Vertretern hier kurz betrachtet.

#### 1. Zweiteilige Fahrzeuge,

*1. a) bestehend aus zwei gelenkig miteinander verbundenen Gestellen beliebiger Achszahl ohne Rückstellvorrichtung.*

Eine solche Anordnung, aus zwei vollkommen symmetrischen dreiachsigen Gestellen bestehend (Mallet-Anordnung), ist in Abb. 22, Taf. 26*) schematisch mit den zugehörigen 𝔐-Linien dargestellt. Zieht man eine gemeinsame Berührende BD (C) an beide 𝔐-Linien, so gibt deren Schnittpunkt D mit der Nullinie die Lage des Gelenkes für alleinige Führung durch die Gelenkdrücke. Die Gelenkrichtkraft ist $= \operatorname{tg} \varepsilon$. Bei symmetrischer Anordnung des Fahrzeuges liegt D genau in dessen Mitte.

Bei dieser Art der Führung würde der Reibungsmittelpunkt des ersten Gestelles bei ($M_1$) liegen, also so weit vorn, daß die Spurkränze sowohl von Achse 2 als auch von Achse 3 erheblich geschwächt werden müßten, damit ($M_1$) erreicht werden kann und es würde Gestell 1 in labilem Gleichgewicht sein; sie ist daher nicht brauchbar. Läßt man die Spurkränze der Achse 3 ungeschwächt, so wird die Lage des Reibungsmittelpunktes des ersten Gestelles mitten zwischen der ersten und dritten Achse geometrisch erzwungen, d. h. es laufen die erste und die dritte Achse außen an mit den Schienenrichtkräften $P_1 = 2 . \frac{FE}{d_1} = 1{,}48$ und $P_3 = 2 . \frac{GH}{d_1} = 0{,}865$. Würde man die Spurkränze von Achse 3 hinreichend schwächen, so würde sich $M_1$ auf die Mitte zwischen Achse 1 und 2 einstellen und Achse 1 und 2 würden mit noch erheblich kleineren Richtkräften an die Außenschiene anlaufen. Außenanlauf von Achse 1 beim Einlauf in den Bogen bringt das Fahrzeug in beide Stellungen. Bei diesem Einlauf kann $P_1$ erheblich größer werden und zwar bei sehr geringem Achslagerspiel und scharfem Übergangsbogen bis auf etwa 4 wachsen. Der Einlauf in den Bogen soll in einer besonderen Arbeit genauer behandelt werden.

Bei Anlauf von Achse 1 und 3, Lage von $M_1$ mitten zwischen beiden hat der Krümmungswiderstand des ersten Gestells seinen Mindestwert $2 \frac{m . M_1 C}{R}$, der des zweiten den Wert $2 \frac{M_2 B . m}{R}$, der etwas größer als der Mindestwert ist. Die Anordnung einer Rückstellvorrichtung würde weitere bzw. größere Schienenrichtkräfte wachrufen. Zur Erzeugung eines kleinen $P_1$ ist sie hier nicht erforderlich. Mit Rücksicht auf Ruhe des Ganges in der Geraden dürfte sich die Anordnung einer Dämpfvorrichtung empfehlen.

*1. b) Mehrachsiges Hauptgestell und mehrachsiges vorderes um einen Zapfen schwenkbares Drehgestell.*

(Siehe schematische Abb. 23, Taf. 26.)

Die gemeinsame Berührende beider 𝔐-Linien BD(C) ergibt in D die Lage des Gelenkes und in ($M_d$) die weit vorgeschobene Lage des Reibungsmittelpunktes des Drehgestelles für P = O. Die Lage von $M_d$ würde eine erhebliche Schwächung der Spurkränze der zweiten Drehgestellachse verlangen. Ohne solche Schwächung wird ohne Änderung der Lage des Gelenkes $M_d$ zwangsweise auf die Mitte zwischen den beiden Drehgestellachsen zurückverlegt, läuft also die Achse 1 mit der Richtkraft $P_1 = 2 \frac{FE}{d_d} = 1{,}6$ — (statt $2 \frac{F' E'}{d_d} = 3{,}15$ bei der üblichen Lage des Gelenks bei D' mitten zwischen den beiden Drehgestellachsen) — und die Achse 2 mit $P_2 = 2 \frac{GH}{d_d} = 0{,}35$ außen an. Beim Einfahren in den Bogen kann $P_1$ auf 2,2 wachsen. Das 𝔐 des Krümmungswiderstandes verringert sich bei der Verlegung von D' nach D am Drehgestell von 2 m $M_d' C'$ auf den Mindestwert 2 m $M_d C$, vergrößert sich am Hauptgestell ein wenig von 2 m M'B' auf 2 m MB, $\Sigma 𝔐$ wird etwas kleiner. Der Anlaufwinkel $\alpha_1$ verkleinert sich erheblich. Senkt man den Schnittpunkt E der Berührenden BEH mit der Richtung von $P_2$ nach F zu, so sinkt $P_1$ und steigt $P_2$, und es nähern sich beide einem gleichen Mittelwert; für die Berührende B''D''E'' '' z. B. erhält man $P_1 = \frac{FE''}{d_D} . 2 = 1{,}1$, (das beim Einfahren auf 2,2 steigen kann) und $P_2 = \frac{GH''}{d_D} . 2 = 0{,}9$; legt man die Berührende durch C, so erhält man $P_1 = P_2 = 1{,}0$. Dabei verschiebt sich D noch weiter zum Hauptgestell hin, nach D'' bzw. darüber hinaus und nehmen $𝔐_H$ und x ein wenig zu.

*) Wir machen auf die Berichtigungen zu den Abbildungen der Taf. 25 und 26 auf Seite 516 aufmerksam.

Auch durch Außenanlauf der Achse 3 kann man $P_1$ ermäßigen. Der Linienzug B''' J D''' E''' C H''' ergibt z. B. bei einem $P_3 = 1{,}3$ $P_1 = P_2 = 0{,}75$, bei einer Verlegung von D nach D'''; zweckmäßiger dürfte etwas kleineres $P_3$ und größeres $P_1$ und $P_2$ sein, was in Abb. 23 einer etwas schwächeren Durchknickung des Linienzuges bei J, deren Maß man natürlich in der Hand hat, und einer Lage des Gelenkes zwischen D'' und D''' entspricht. Diese Maßnahme verlangt aber seitliche Verschiebbarkeit des Gelenkzapfens D gegen die einigermaßen konstante Mittelstellkraft $P_D$, die in diesem Falle $= 2 \cdot \frac{M_d C}{M_d D'''} = 1{,}55$ sein muß; denn bei unverschieblicher Lagerung würde der Außenanlauf der Achse 3 ein sehr ungünstiges $x_d$ erzwingen, würde $M_d$ weit vor Achse 1 verlegen. Mit diesem Anlauf von Achse 3 steigt $\mathfrak{M}_H$ etwas. Mit Rücksicht auf den Krümmungswiderstand dürfte sich daher Freilauf des Hauptgestells, mit Rücksicht auf möglichst kleine Schienenrichtkräfte und Ruhe des Ganges vielleicht leichter Außenanlauf der dritten Achse empfehlen. Außenanlauf der dritten Achse ohne entsprechende Zurückverlegung von D würde $P_1$ erhöhen. Bei Vermeidung des Außenanlaufs dürfte sich eine Vorrichtung zum Dämpfen des Drehgestellausschlags empfehlen.

Der Außenanlauf von Achse 1 beim Einlauf in den Bogen ist imstande, das Fahrzeug in diese verschiedenen Lagen zu bringen, und diese sind geometrisch möglich.

*1. c) Mehrachsiges Hauptgestell mit vorderer Schwenkachse.*

In Abb. 24, Taf. 26 ist ein drei- und ein vierachsiges Hauptgestell mit vorderer Schwenkachse unter I und II schematisch dargestellt und zeichnerisch behandelt. Eine Rückstellvorrichtung soll zunächst nicht vorhanden sein. Bei II ist gar keine gemeinsame Berührende beider $\mathfrak{M}$-Linien möglich, d. h. bei großer Achszahl des Hauptgestells muß die Schwenkachse sehr weit nach vorne hinausgeschoben werden, damit $P_1 = 0$ erreicht wird, was praktisch belanglos ist. Für I ist die gemeinsame Berührende und Momentenlinie von $P_d$ $(B_I)$ $(D_I)$ (C); sie schneidet die Nullinie in $(D_I)$ und die Richtung von $P_1$ in (E); das zugehörige $M_d$ liegt vor der Schwenkachse, $x_d$ ist positiv. Damit nun Achse 1 außen mit einem recht kleinen $P_1$ anläuft, muß die Momentenlinie von $P_d$ die Richtung von $P_1$ etwas tiefer schneiden. Achse 2 soll nicht anlaufen, es schwenkt also beim Einlauf in den Bogen Achse 1 soweit aus, bis der dabei anwachsende Zapfendruck $P_d$ allein das Hauptgestell führt. Wie oben ausgeführt, sind bei einem $P_d$ zwei gleich große Werte von $x_d$ verschiedenen Vorzeichens möglich. Nun ändert sich bei diesem Einschwenken $x_d$ von $-\infty$ für das anfängliche $P_d = 0$ auf denjenigen Wert von $-x_d$, der dem erforderlichen $P_d$ zugehört, während $+x_d$ für das kleine $P_1$ verlangt wird. Dieses wird also nicht erreicht. Es kann nur irgend ein negativer Wert von $x_d$ erreicht werden. Da nun $-x_d = 0$ das bei negativem $x_d$ kleinstmögliche $P_1$ ergibt, wird man jenen Schnittpunkt so legen, daß $-x_d = 0$ wird, d. h. nach C in Abb. 24, Taf. 26, und erhält dafür $P_1 = 2 \cdot \frac{A_1 C}{A_1 D_I}$ für Fahrzeug I bzw. $P_1 = 2 \cdot \frac{A_1 C}{A_1 D_{II}}$ für Fahrzeug II bei Lage der Gelenke in $D_I$ bzw. in $D_{II}$, also in den vorliegenden Beispielen $P_1 = 1{,}41$ bzw. $P_1 = 2{,}3$. Beim Einlauf in den Bogen kann $P_1$ auf 2,1 bzw. 2,8 steigen. Bei schwerem Hauptgestell wird mithin $P_1$ doch ziemlich groß. Es läßt sich verringern erstens durch Hinausschieben der Schwenkachse, zweitens durch Außenanlauf der Achse 2 und Anbringung einer Rückstellkraft $P_r$ der Schwenkachse. Durch den Außenanlauf der Achse 2 bringt man $x_d$ nach Gleichung 17a) in feste geometrische Abhängigkeit von x, kann also $+x_d$ erzwingen, und in der Rückstellkraft erhält man ein Mittel, das Gelenk D ohne Änderung von $P_d$ soweit nach hinten zu verlegen, daß ein günstiges Verhältnis zwischen x und $x_d$ erreicht wird. Man kann dann $+x_d$ so festlegen, daß ihm ein negatives P zugehört und $P_1$ als Differenz von $P_r$ und P einen beliebig kleinen positiven Wert annimmt. Die zugehörige Konstruktion ist in Abb. 24a, Taf. 26 angedeutet. Die Lage des Gelenkes D ist angenommen, dadurch das Verhältnis von x zu $x_d$ nach Gleichung 17a) festgelegt. Von $A_1$ ist probeweise die Momentenlinie von $P_r$ als $A_1F$ gezogen; daran ist in F, das senkrecht über dem Gelenk D liegt, das Moment von $P_d$ angetragen; beider Summe ergibt die Linie HFE; E muß so liegen, daß die durch diesen Punkt gezogene Berührende der $\mathfrak{M}_1$-Linie die Linie DF zwischen D und F trifft, etwa in G, denn $2 \cdot \frac{DG}{d_d}$ stellt das negative P dar, das zusammen mit dem positiven $P_r = 2 \cdot \frac{DF}{d_d}$ das $P_1 = 2 \cdot \frac{GF}{d_d}$ ergibt; $x_d$ ist geschätzt. Von Punkt H ist die Berührende an die $\mathfrak{M}$-Linie zu ziehen, die x festlegt. Bei richtiger Wahl muß x in dem durch Gleichung 17a) gegebenen Verhältnis zu $x_d$ stehen. In Abb. 24a ist $P_1$ sehr klein. Man kann es beliebig klein halten und $P_2$ und $P_1$ beliebig gegeneinander abstimmen, erreicht eine Verkleinerung von $P_1$ bei entsprechender Vergrößerung von $P_2$ durch Tieferlegung von H oder Höherlegung von E, eine Verkleinerung beider durch Höherlegung beider Punkte, d. h. Annäherung des Linienzuges BHEC an die gemeinsame Berührende beider $\mathfrak{M}$-Linien, sofern diese möglich ist, also nur für Fahrzeug I. Beim Einlauf in den Bogen wird $P_1$ etwas größer. $P_r$ muß bei dieser Anordnung ziemlich unveränderlich mit dem Ausschlag sein.

Der Krümmungswiderstand der Schwenkachse nimmt seinen Mindestwert bei Lage der Gelenke in $D_I$ bzw. in $D_{II}$ an, also bei Freilauf von Achse 2 und ohne Rückstellvorrichtung; der Krümmungswiderstand des Hauptgestells ist in jedem Falle etwas größer als sein Mindestwert, bei Anlauf von Achse 2 etwas größer als bei deren Freilauf. Die Anlaufwinkel sind am kleinsten — nämlich der einzige, der auftritt, $\alpha_1 = 0$ — bei Freilauf der Achse 2. Wenn eine Rückstellvorrichtung nicht angewendet wird, dürfte sich auch hier eine Dämpfvorrichtung an der Schwenkachse empfehlen.

### 2. Dreiteilige Fahrzeuge.

Diese sollen bestehen aus einem Hauptgestell und vorderem und hinterem ein- oder mehrachsigem Drehgestell. Sie sollen ebenso gut rückwärts wie vorwärts fahren, d. h. die Kenngrößen des Bogenlaufs sollen bei Rückwärtsgang ebenso günstig wie bei Vorwärtsgang sein; das verlangt symmetrische Anordnung der Drehgestelle, vor allem bezüglich der Lage ihrer Drehzapfen zum Hauptgestell.

*2. a) Hauptgestell mit vorderem und hinterem zweiachsigem Drehgestell.*

(Siehe Abb. 25, Taf. 25 für eine 2-C-2-Anordnung.)

Das Hauptgestell soll im Beharrungszustand lediglich indirekt durch die an den Gelenken $D_1$ und $D_2$ auftretenden echten Zapfenrichtkräfte $+P_{d_1}$ und $-P_{d_2}$ geführt werden; das hintere Drehgestell soll frei laufen, das vordere mit $+P_1$ und, wenn nötig, noch mit $+P_2$ anlaufen; $x_{d_1}$ wird zu $\frac{d_{d_1}}{2}$ erzwungen. Dann müssen $P_{d_1}$ und $P_{d_2}$ folgenden Bedingungen genügen: 1. Die an die Momentenlinie der einen Kraft angesetzte Momentenlinie der anderen muß die $\mathfrak{M}$-Linie berühren; 2. die Momentenlinie von $P_{d_2}$ muß die $\mathfrak{M}_2$-Linie berühren; 3. die von $P_{d_1}$ muß — wenn nötig, mit einem Knick im Schnittpunkt mit der Richtung von $P_2$ — die Richtung von $P_1$ im gleichen Punkt schneiden, wie die Berührende an die $\mathfrak{M}_1$-Linie für $x_{d_1} = \frac{d_{d_1}}{2}$; 4. die Gelenke müssen symmetrisch liegen. Diesen

Bedingungen genügt folgende zeichnerische Konstruktion: Man errichtet in der Mitte O zwischen den beiden Fahrzeugachsen 1 und 7 die Senkrechte OJ gleich dem halben Abstand der zur Nullinie parallelen 𝔐-Berührenden LK von der Nulllinie und zieht durch J die beiden Berührenden $C_2D_2JL$ und $(C_1)ED_1JK$ an die $\mathfrak{M}_2$- und $\mathfrak{M}_1$-Linie, legt weiter die Berührende $FC_1G$ an die $\mathfrak{M}_1$-Linie und zieht schließlich die Verbindungslinie EG, so liefern die Schnittpunkte $D_2$ und $D_1$ die gewünschte Lage der Gelenke mit $P_1 = 2 . \frac{FE}{d_{d_1}}$, hier $P_1 = 1{,}3$ und $P_2 = 2 . \frac{GH}{d_{d_1}} = 0{,}3$. Die Richtigkeit der Konstruktion ergibt sich daraus, daß $\frac{D_1L}{D_1D_2} = P_{d_2} . \frac{1}{2}$ und $\frac{D_2K}{D_1D_2} = P_{d_1} . \frac{1}{2}$ und $D_1$ und $D_2$ symmetrisch liegen. Befinden sich die Achsen des Hauptgestells mitten zwischen $D_1$ und $D_2$, was nicht notwendig ist, so fällt O mit M zusammen. Die beim Einlaufen in den Bogen wachgerufenen Richtkräfte sind in der Lage, das Fahrzeug in diese Stellung zu bringen; bei diesem Einlaufen kann $P_1$ auf 2,2 und $P_2$ auf 1,75 steigen. Die erwähnte Stellung ist geometrisch möglich ohne Schwächung von Spurkränzen; nur bei stark einseitiger, nach vorn verschobener Lage der Achsen des Hauptgestells, also Verkleinerung von x, können die geometrischen Verhältnisse zum Außenanlauf von Achse 6 führen.

Der Krümmungswiderstand nimmt am ersten Drehgestell und am Hauptgestell nach Abb. 25, Taf. 25 seinen Mindestwert an, auch in dieser Hinsicht ist also der Idealzustand erreicht.

Auch hier kann man durch Anlaufenlassen der ersten Achse des Hauptgestells $P_1$ noch verkleinern, wie bei 1. b), muß dann aber auch hier die Drehzapfen seitlich gegen eine einigermaßen konstante Mittelstellkraft $P_d$ verschieblich machen. Die Konstruktion für $P_1 = P_2 = 0{,}9$ und $P_3 = 0{,}84$ im Beharrungszustande ergibt sich in Abb. 25 in folgender Weise: Man trägt $FE' = \frac{0{,}9}{2} . d_{d_1}$ ab, zieht durch $C_1$ und E' eine Gerade; diese legt in $D_1'$ das vordere Gelenk fest; man zieht durch das entsprechend angeordnete $D_2'$ die Berührende $C_2'D_2'L'$ an die $\mathfrak{M}_2$-Linie mit L' senkrecht über $D_1'$, verbindet L' mit dem senkrecht über $D_2'$ gelegenen Punkt K' der Linie $C_1D_1'$ und zieht von dem in Richtung von $P_3$ gelegenen Punkt N dieser Linie die Berührende NB' an die 𝔐-Linie, die die Größe von $P_3$ festlegt. M verschiebt sich dabei ein wenig nach hinten nach M', $M_{d_2}$ fast unmerklich nach vorne; es ist nachzuprüfen, ob dabei Achse 5 und 7 noch freilaufen; im allgemeinen wird dies der Fall sein. $\Sigma\mathfrak{M}$ des Krümmungswiderstandes wächst hierbei ein wenig. Beim Übergang aus der Geraden in den Bogen werden auch hier $P_1$ und $P_3$ etwas größer; sie können steigen auf $P_1 = 2{,}4$ und $P_3 = 1{,}55$.

*2. b) Hauptgestell mit vorderer und hinterer Schwenkachse.* (Siehe Abb. 26, Taf. 25 für eine 1-D-1-Anordnung.)

Auch hier ist zwar an sich eine Führung des Fahrzeugs im Beharrungszustand lediglich durch $P_1$, des Hauptgestells lediglich durch $+P_{d_1}$ und $-P_{d_2}$ (ohne $P_r$) möglich; aber das Fahrzeug wird durch die beim Einlauf in den Bogen wachgerufenen Kräfte nicht mit Sicherheit in diese Stellung gebracht, wenigstens nicht bei einigermaßen kleinem $P_1$, wie eine Betrachtung des Einlaufs zeigt. Dabei ist $P_{d_2}$ zunächst noch nicht vorhanden, es läuft also Achse 2, die erste des Hauptgestells, außen an, weil das Hauptgestell allein durch $P_{d_1}$ nicht geführt werden kann. Dieser Außenanlauf von Achse 2 erzwingt bei dem kleinen $d_{d_1}$ nach Gleichung 17a) ein sehr großes positives $x_d$ mit sehr großem negativem $P_1$, also Innenanlauf der ersten Achse, ferner mit sehr kleinem $P_{d_1}$, also sehr hohem $P_2$ und bringt daher das Fahrzeug zunächst in eine sehr ungünstige Stellung. Es aus dieser in die gewünschte mit $x_d \sim 0$, $P_{d_1} \sim P_{d_1 max}$ und kleinerem positivem $P_1$ mit Außenanlauf der ersten Achse zu bringen, fehlt die Kraft; denn das allmählich anwachsende $-P_{d_2}$ ist dazu nicht imstande, weil infolge Fortbestehens des Anlaufs von Achse 2 sich $P_{d_1}$ nicht genügend vergrößert.

Dieser Fall ist daher hier nicht betrachtet, sondern nur der mit konstanter Rückstellkraft $P_r$ und zugehöriger größerer Deichsellänge, wie bei 1. c), also Führung des ganzen Fahrzeugs durch $P_1$ und $P_2$. Die Rückstellkraft darf hier aber nur an der vorderen Schwenkachse angebracht, muß also ausschaltbar sein, da sie an der hinteren als unechte Richtkraft sehr ungünstig auf das Hauptgestell einwirken würde. Die entsprechende Konstruktion ist in Abb. 26, Taf. 25 dargestellt. x, $x_d$, d und $d_d$ sind nach Gleichung 17a) abhängig voneinander. Wir wählen $d_d = 2{,}0$, $d = 1{,}0$ und $x_{d_1} = +0{,}85$; dann muß sich das zugehörige $x = 4{,}10$ aus der Konstruktion ergeben. Zu $x_{d_1} = +0{,}85$ gehört $P = 2 . \frac{D_1G}{d_d} = -0{,}75$ und $P_{d_1} = 2 . \frac{A_1E}{d_d}$. Wir ziehen nun probeweise die Gerade EFK, die die Momentenlinie von $P_r + P_{d_1}$ darstellt, tragen daran die Momentenlinie von $P_{d_2}$, dessen Größe durch die Richtung der Berührenden $C_2D_2L$ gegen die Nullinie gegeben ist, als KL an und legen vom Schnittpunkt N dieser Linie mit der Richtung von $P_2$ die Berührende NB an die 𝔐-Linie; dann muß diese bei richtiger Wahl $x = 4{,}10$ ergeben, was hier tatsächlich der Fall ist. $P_r$ ist $= 2 . \frac{FD_1}{d_d} = 1{,}55$, also $P_1 = P_r - P = 2 . \frac{GF}{d_d} = 0{,}8$ und $P_2 = 0{,}67$. Auch hier läßt sich beliebig kleines $P_1$ und $P_2$ und beliebige Abstimmung gegeneinander erreichen durch Streckung und Hebung des Linienzuges $KFEC_1$, unter entsprechender Änderung der Gelenklagen, also von $P_r$.

Der Mindestwert des Krümmungswiderstandes ist hier nicht zu erreichen; die Abweichung von ihm ist aber nicht groß. Diese Stellung des Fahrzeugs ist geometrisch möglich; sie wird durch die beim Einlauf in den Bogen geweckten Kräfte bewirkt; dabei ist zunächst $P_1$ ziemlich groß, um allmählich auf den niedrigen Wert des Beharrungszustandes zu sinken, während $P_2$ von vornherein nicht groß ist, weil es durch das ziemlich große $P_r$ entlastet wird. Auf die Möglichkeit dieser Anordnung hat schon Jahn hingewiesen.

## Zeitaufnahmen an der Bekohlungsanlage in Dillenburg.

Von **Borghaus**, Direktor bei der Reichsbahn in Frankfurt a. M.

Hierzu Tafel 30.

Im Anschluß an den Aufsatz im Heft 6 des Organs 1927, S. 89 bis 93 sollen die Ergebnisse der Zeitaufnahmen mitgeteilt werden, die zur Gewinnung eines genauen Urteils über den Betrieb gemacht worden sind.

Wie aus Abb. 2 und 3 des vorgenannten Aufsatzes ersichtlich, sind ein regelspuriger Greifer-Drehkran, der auf einer Pfeilerbahn im Kohlenbansen läuft und die Kohlen aus den Kohlenwagen in den Bunker oder Bansen und die Schlacken aus den Sümpfen in die Schlackenwagen fördert, zwei Lok.gleise, ein Großraumbunker von 40 t Inhalt mit Schüttrinnen nach beiden Gleisen und vier Ausschlackstellen über zwei Schlackensümpfen vorhanden. Die Ergebnisse der Zeitaufnahmen sind auf Taf. 30 zeichnerisch dargestellt. Die in Früh-, Spät- und Nachtdienst arbeitenden Ausschlacker (je zwei) sind mit $A_1$ und $A_2$, die nur in Früh- und Spätschicht arbeitenden Kohlenlader (je einer) mit K bezeichnet. Von 13,15 bis 14,30 Uhr ist eine Überschneidung der Schichten der Kohlenlader eingerichtet, um mit dem zweiten Mann zur Räumung der vom Greifer nicht erfaßbaren Reste und zur Vorbereitung neuer Sendungen die Kohlenwagen zu

besetzen. Im übrigen besorgt immer nur ein Mann das Kohlenladen, Ausgeben und Verwiegen und außerdem in geeigneten Betriebspausen zusammen mit einem Ausschlacker das Entleeren der Schlackensümpfe. Nachts gibt ein Ausschlacker die Kohlen aus. Er geht der Lok. bis zum Bunker entgegen und fährt mit ihr zurück zur Ausschlackstelle.

Beim Ausschlacken nimmt immer ein Mann eine Lok. vor. Er wirft die Lösche aus, zieht die Schlacke und gibt Wasser. Diese Arbeitsvorgänge reihen sich unmittelbar aneinander an, da Hemmungen, die bei älteren Anlagen durch das Ablöschen der Schlacken, Räumen der Arbeitsgruben und den für das Personal sehr hinderlichen Staub und Qualm entstanden, fortfallen. Es entsteht von der in etwa 5 Min. von statten gehenden Bekohlung ab bis zur Fahrt zum Schuppen eine glatte Abfertigung der Lok. in 25 bis 30 Min. Bei geregelter Anfahrt kommt eine Art Fließarbeit zustande und damit eine den Betrieb fördernde Beschleunigung, die durch schnelles Herausholen der Lösche (Absaugen oder dergl.), geschickte Bedienung des Kipprostes, Lösen der Schlacke am Ende der Fahrt nach Herrichten des Reservefeuers noch vergrößert werden kann.

Die glatte und saubere Behandlung wirkt sich aus in Schonung der Lok., Verkürzung des Abschlußdienstes des Lok.personals und Erleichterung der Lok.untersuchung.

Die bei den Zeitaufnahmen erzielten Leistungen sind in der folgenden Übersicht angegeben:

| Der Zeitaufnahmen | | Anzahl | | Behandelte Lok. | | Kohlen und Briketts auf Lok. verausgabt in t | Kohlen und Briketts aus Wagen in Bansen geladen in t | Schlacke aus dem Sumpf in Wagen geladen in t |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Tag | Schicht | Ausschlacker | Kohlenlader | Durch Ausschlacker *) | Durch Kohlenlader | | | |
| 16./1. | Spät | 2 | 1 | 28 | 26 | 52,9 | 20 | — |
| 17./1. | Früh | 2 | 1 | 26 | 24 | 51,1 | — | 10 |
| 17./18./1. | Nacht | 2 | — | 24 (18) | — | 33,9 | — | — |

Es wurden behandelt:
Am 16. 1. in der Spätschicht: 1 $G_8$, 1 $P_8$, 3 $G_{10}$, 19 $G_{12}$, 4 $T_{16}$.
Am 17. 1. in der Frühschicht: 1 $P_8$, 2 $G_8$, 1 $G_{10}$, 13 $G_{12}$, 8 $T_{11}$, 1 $T_{14}$.
Am 17./18. 1. in der Nachtschicht: 1 $P_8$, 3 $G_8$, 4 $G_{10}$, 15 $G_{12}$, 1 $T_{16}$.

Man erkennt aus der Abbildung, wie die Leistungen verteilt und an den aufgetragenen Zeiten, daß die Schichten fast vollständig damit ausgefüllt sind, also nahezu Spitzenleistungen vorliegen. Es waren aber jeweils nur zwei Ausschlackstellen besetzt. Die Anlage war also nur zur Hälfte ausgenutzt. Sie konnte bei rascherer Lokomotivfolge mit dem doppelten Personal das Doppelte leisten. Für die doppelte Leistung (z. B. bei starkem Verkehr auf der Ruhrsiegstrecke infolge Versagens der Rheinstrecken und bei Leerwagenbewegungen aus Süddeutschland) sind daher nicht, wie auf S. 90 links unten des obigen Aufsatzes angegeben, drei Sümpfe, sondern nur zwei nötig, was auch durch die Erfahrungen mit der vor kurzem eröffneten Frankfurter Anlage bestätigt wird.

Bei Belastungsschwankungen kann man entsprechend dem Lok.anfall zeitweise Personal ab- und zugeben.

Auch der Kran und die Bekohlungsstellen waren nicht voll ausgenutzt. Besetzt man den Kran und den Bunker mit je einem Mann, so kann man die Leistung des Krans so weit steigern, wie es die Zeit für das Kranspiel, und die Leistung der Bekohlungsstellen, wie es die Zeit für die Ausgabe und das Verwiegen der Kohlen zuläßt. Bei Belastungsschwankungen kann man also auch hier Personal ab- und zugeben.

*) Die durch Ausschlacker bekohlten Lok. sind eingeklammert.

Zur Zeit des englischen Kohlenstreiks hat der gleiche Kran der Bekohlungsanlage in Hamm i. W. Güterbahnhof 400 t in 24 Std. geleistet.

Damit ist für die Grenzleistung sowohl der Bekohlungsals auch der Ausschlackanlage ein wertvoller Maßstab gewonnen und die Bemerkung am Schluß des früheren Aufsatzes bestätigt, daß man nur zu verwickelten und kostspieligen Anlagen übergehen sollte, wenn die örtlichen Verhältnisse dazu zwingen. Erwähnenswert ist noch, daß die Zahl der in den Lokomotivschuppen einfahrenden Lokomotiven insgesamt 118, die der ausfahrenden 105 betrug.

Als abänderungsbedürftig sind von neuem hervorgetreten die Größe und Form der Steinkohlenbriketts. In der Vorkriegszeit verwandte man die Briketts dazu, stückarme Kohlen anzureichern. An Güte übertrafen sie den Durchschnitt der sogenannten bestmelierten Förderkohle. Um für Spitzenleistungen Dampf aufzumachen und noch Dampf zu halten, wenn am Schluß der Fahrt das Feuer stark verschlackt war, führte man immer einen Bestand auf dem Tender mit. Beim Anheizen wurden sie statt der großen Kohlenstücke genommen, um ein gutes Grundfeuer aufzubauen. Da die zugeführte Menge im Verhältnis zur Gesamtmenge gering war, wurden sie gern auf Lager gelegt und konnten auch wegen ihrer regelmäßigen Form, ohne einer Banseneinfassung zu bedürfen, leicht aufgestapelt und mengenmäßig genau nachgewiesen werden. Sie hatten verschiedene Größen und Gewichte 3, 5 und 7 kg. Am häufigsten waren die 3 kg Briketts. Das Ausladen, Aufstapeln und Ausgeben geschah von Hand.

Die Sachlage hat sich geändert. Heute wird ein Viertel und mehr des Gesamtkohlenverbrauchs als Briketts geliefert. Die Stapelung läßt sich der Zeit und Kosten wegen nicht mehr durchführen. Die getrennte Lagerung und der getrennte, buchmäßige Nachweis müssen aufgegeben werden.

Die regelmäßige Aufeinanderschichtung in den O-Wagen erschwert und verteuert das Ausladen mit dem Greifer, weil immer erst vier Querreihen aufgerissen werden müssen, damit der Greifer in die Ladung eindringen kann. Am schwersten ist das Herausreißen der Reihen an den Kopfwänden. Bei Hochbunkern begünstigt die Ziegelform das Verstopfen der Auslauföffnung durch Gewölbebildung. Zum Nachteil der Brennstoffwirtschaft wird ein großer Teil der Briketts verfeuert, ohne vorher vom Heizer zerschlagen zu werden.

Der Betrieb verlangt daher kleinere Stücke von geringerem Gewicht 1 bis 1,5 kg, die in loser Schüttung angeliefert, vom Greifer wie Kohlen leicht aufgenommen und mit ihr weiter verarbeitet werden können. Aus einem zweiteiligen Bunker kann man dann beste Kohle für Schnell- und sonstige wichtige Züge und geringere für die andern ausgeben. Die Verarbeitung mit der Kohle und die gemeinsame Ausgabe unter genauer Verwiegung sichert den buchmäßigen Nachweis und die gerechte Prämienberechnung für das Lokomotivpersonal.

Die Brikotthersteller wenden ein, daß das ungeschichtete Verladen nicht angängig sei, weil die Briketts unmittelbar aus der Presse heraus in die Wagen kämen. Sie wären dann noch heiß, hätten noch nicht abgebunden und würden stark zerbröckeln. Der Verlust durch Grußbildung und die geringe Lagerbeständigkeit wöge die Ersparnis an Zeit und Geld beim Entladen durch den Greifer wieder auf. Die Umänderung der Brikettpressen für kleinere Formen wäre zu teuer.

Daß der Hinderungsgrund für den Übergang zu kleineren Briketts hauptsächlich in dem Abkühlungsverfahren liegt, muß bezweifelt werden, da seit längerer Zeit ein Teil der

Briketts als Eiformbriketts geliefert und mit anderer Kohle verarbeitet wird. Sie sind aber für die Mischung mit anderer Kohle noch zu leicht.

Die Umänderung der Brikettpressen kann nach und nach geschehen. Beim Instandsetzen abgenutzter Pressen können neue Stempel, auf die es doch lediglich ankommt, eingebaut werden. Da Dauerstapel nicht mehr gesetzt und die Briketts mit den andern Kohlen vermischt verarbeitet werden, ist man auf bestimmte Formen nicht mehr angewiesen und kann während der Übergangszeit die Anlieferung ungleichartiger Formen leicht ertragen.

Mit Rücksicht auf die große Bedeutung für Betrieb und Wirtschaft verdient die Form und Größe der Briketts besondere Beachtung.

# Beitrag zur Unterhaltung der Dampflokomotiven und Güterwagen in den Ausbesserungsstellen der Reichsbahnbetriebswerke.

Von Reichsbahnoberrat **H. Gellhorn,** Mitglied der Reichsbahndirektion Altona.

## A. Die Lokomotivausbesserung in den Bahnbetriebswerken.

Die betriebstüchtige Unterhaltung der Dampflokomotiven ist mit eine der wichtigsten Aufgaben der Reichsbahnbetriebswerke. Hängt doch davon nicht nur die sichere und pünktliche Durchführung der Züge, sondern auch die Höhe der kilometrischen Leistungen ab, die eine Lokomotive zwischen zwei in den Reichsbahnausbesserungswerken vorzunehmenden Untersuchungen oder Hauptausbesserungen erzielen kann. Auch ist nicht außer Acht zu lassen, daß die pflegliche behandelte Lokomotive sparsamer im Kohlen- und Ölverbrauch ist. Es darf jedoch die Steigerung der kilometrischen Leistungen nicht soweit getrieben werden, daß die Grenze des wirtschaftlichen Stoffverbrauchs überschritten wird.

Um diese Aufgaben erfüllen zu können, müssen die Ausbesserungsstellen der Reichsbahnbetriebswerke so organisiert sein, daß eine aus den Reichsbahnausbesserungswerken kommende Lokomotive, die dort nach den Grundsätzen genauester Arbeitsverfahren wiederhergestellt wird, möglichst lange in diesem guten Zustand erhalten bleibt, d. h. es müssen die Arbeitsmethoden, wie sie jetzt nach der Umstellung in den Reichsbahnausbesserungswerken durchgeführt sind, auch auf die Bahnbetriebswerke soweit wie möglich übertragen werden; die in den Bahnbetriebswerken benötigten Einrichtungen, Werkzeugmaschinen, Werkzeuge und Geräte müssen von gleicher Güte und Beschaffenheit sein, wie dies in den Reichsbahnausbesserungswerken der Fall ist. Die allgemeine Durchführung des Zeitgedinges mit allen seinen bisher erkannten wirtschaftlichen Vorteilen ist eine zwingende Notwendigkeit geworden. Wenn auch die weitmöglichste Durchführung des Austauschbaues in den Reichsbahnbetriebswerken angestrebt werden muß, wodurch die reine Fertigungsarbeit mehr in den Hintergrund tritt, so darf doch auf Qualitätsarbeit auch in den Bahnbetriebswerken nicht verzichtet werden.

Was die pflegliche Behandlung der Dampflokomotiven in den Bahnbetriebswerken anbetrifft, so gliedert sich diese in vier Gruppen von Arbeiten:

a) Die gründliche Reinhaltung der Lokomotive: Entfernen der Schlacke und Asche aus der Feuerkiste, Aschkasten und Rauchkammer, Reinigung der Zug- und Rauchrohre von Ruß und Asche, Putzungen der Lokomotive und Tender sowie Auswaschen des Lokomotivkessels.

b) Beseitigung kleiner Lokomotivschäden, die während des Betriebes entstehen.

c) Arbeiten, die beim Auswaschen des Lokomotivkessels regelmäßig vorgenommen werden.

d) Regelmäßig wiederkehrende Untersuchungen einzelner Lokomotivteile wie Schieber, Kolben und Bremse.

Während die unter a aufgeführten Arbeiten in der Regel von Betriebsarbeitern (ungelernte Arbeiter) ausgeführt, müssen die Arbeiten unter b—d von handwerksmäßig vorgebildeten oder angelernten Arbeitern ausgeführt werden.

Im folgenden soll näher auf die von der Ausbesserungsstelle unter b bis d auszuführenden Arbeiten eingegangen werden.

Vom Lokomotivpersonal sind in der Regel folgende Arbeiten selbst auszuführen: Nachziehen der Stellkeile, Anziehen loser Muttern und Schrauben, Nachziehen und Verpacken der Stopfbuchsen, Behandlung der Schmiergefäße, der Wasserstandsanzeigevorrichtungen, Hähne, Dichtungen und Pumpen. Die unter Druck stehenden Dichtungen sind nur bei geringem Dampfdruck und mit Vorsicht nachzuziehen. Mängel, die das Lokomotivpersonal nicht selbst beseitigt, sind schriftlich zu melden unter möglichst genauer Angabe des Sitzes und der Ursache des Mangels und Benennung der auszuführenden Arbeiten.

Während nun die unter c und d auszuführenden regelmäßig wiederkehrenden Arbeiten schon zu Anfang eines jeden Monats von der Ausbesserungsstelle für alle Betriebslokomotiven in dem Lokomotivverwendungsnachweis auf den Tag festgelegt werden, werden die täglich an der Lokomotive aufkommenden Schäden b noch in vielen Dienststellen in ein an bestimmter Stelle des Lokomotivschuppens ausliegendes Ausbesserungsbuch vom Lokomotivführer nach Beendigung des Dienstes eingetragen.

Es leuchtet ohne weiteres ein, daß der Lokomotivführer diesen Zeitaufwand möglichst abzukürzen sucht und da er die Schäden meist aus dem Gedächtnis niederschreibt, können leicht Schäden vergessen werden. Daß auch die Schäden nicht immer scharf genug bezeichnet werden, ist eine Klage, die immer wiederkehrt, wenn auch bei manchen Teilen, wie z. B. Strahl-, Wasser- und Luftpumpen, die Fehler nicht von vornherein genau erkannt werden können. Von diesen Eintragungen im Ausbesserungsbuch fertigt dann der Aufsichtsbeamte Hilfsbestellzettel für die einzelnen Handwerkergruppen an, trägt die Schäden vielfach auch noch in ein von ihm persönlich geführtes Notizbuch ein, um den am Arbeitstag zu bewältigenden Arbeitsumfang übersehen und die Arbeit selbst nachprüfen zu können. Bei dieser Art der Arbeitsverteilung ist aber gerade zu Beginn der Dienstschicht von dem Aufsichtsbeamten eine Menge Schreibarbeit zu leisten, wodurch die Ausführung der Arbeit verzögert wird. Im Laufe des Tages hat der Aufsichtsbeamte dann die Auftragzettel zu schreiben, die vom Arbeiter anerkannt, zur Verrechnung der Arbeit dienen. Diese Schreibarbeiten fesseln den Aufsichtsbeamten sehr an das Büro, so daß die Beaufsichtigung und Nachprüfung der Arbeiten darunter leidet, ein Umstand, der aber bei der richtigen Durchführung des Zeitgedinges von größter Bedeutung ist.

Es sind daher im Bezirk der Reichsbahndirektion Altona in den Ausbesserungsstellen der Bahnbetriebswerke Ausbesserungszettel in Blockform erprobt worden, welche die vorgenannten Mängel des bisherigen Verfahrens beseitigen. In Abb. 1 ist ein solcher Vordruck von Ausbesserungszetteln, wie er dem Betriebe entnommen ist, wiedergegeben. Jede im Betrieb befindliche Lokomotive erhält einen Block Ausbesserungszettel, der auf der Lokomotive verbleibt. Eine genaue Anweisung für die Ausfertigung und Behandlung der Ausbesserungszettel ist jedem Block vorgeheftet. Beim Auftreten eines Schadens an der Lokomotive ist vom Lokomotivführer ein Ausbesserungszettel in zweifacher Ausfertigung im Durchschreibeverfahren auszustellen. Der Lokomotivführer füllt nur die Spalten links vom starken Strich aus. Beide Aus-

fertigungen (grün und weiß) sind vom Lokomotivführer abzutrennen und beim Aufsichtsbeamten der Ausbesserungsstelle nach Beendigung des Dienstes abzugeben. Empfohlen wird, mit Rücksicht auf die nachts zurückkehrenden Lokomotiven, die Ausbesserungszettel in einen am Zimmer des Aufsichtsbeamten angebrachten, verschlossenen Kasten hineinwerfen zu lassen. Kurz vor Beginn der Arbeitsschicht nimmt der Aufsichtsbeamte die Zettel aus dem Kasten und verteilt die grünen Zettel an die Vor- oder Einzelarbeiter, nachdem er den Namen darauf vermerkt hat. Der Aufsichtsbeamte behält die weißen Zettel für sich zurück, und die Arbeiten können ohne Verzögerung in Angriff genommen werden. Der grüne Zettel muß während der Ausführung der Arbeit so aufbewahrt werden, daß die Aufsichtsorgane der Dienststelle jederzeit den Zettel einsehen können, was den Überblick über den täglichen Ausbesserungsstand sehr erleichtert. Zweckmäßig geschieht die Aufbewahrung in der vorderen Lokomotivlaterne oder in einem besonderen Einsteckbrett mit Glasscheibe, welches vor die Lokomotivlaterne gesteckt wird. (Siehe Abb. 2.)

Lok.-Nr. 94 [illegible] Bw. [illegible] ..., den 11.4. 1928

Ankunft: Tag 11. Std. 8

Nächster Dienst Tag 11. Std. 20

Lok. ist aufgestellt: Gleis 11

kalt / warm

Auszuführen von Wohlers 11./4.

| Auszuführende Arbeiten: | Gruppe | 1 Stückheft Gr. Nr | 1 Stückheft Lfd. Nr | 2 Stückzahl | 3 Stückzeitstunden im einzelnen | | 4 Stückzeitstunden insgesamt | | 5 | 6 | 7 Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| R. u. L. Zylinder, [illegible] | | 2 | 325 | 2 | 1 | 01 | 2 | 02 | 49 | 9 | 10,62 |
| | | | | | | | | | 50 | 9 | 10,62 |
| | | | | | | | | | 59 | 9 | 10,62 |
| [illegible] | | 2 | 44 | 1 | 0 | 31 | 0 | 31 | | | |
| [illegible] | | 2 | 225 | 1 | 0 | 61 | 0 | 61 | | | |
| [illegible] | | 2 | 83 | 2 | 0 | 49 | 0 | 98 | | | |
| [illegible] | | 13 | 11 | 1 | 2 | 80 | 2 | 80 | | | |
| [illegible] | | 14 | 38 | 1 | 0 | 80 | 0 | 80 | | | |
| L. [illegible] | | 17 | 11 | 1 | 1 | 33 | 1 | 33 | | | |
| | | | | | | | 8 | 85 | | | |
| Übertrag [illegible] Zetteln | | | | | | | 10 | 71 | | | |
| | | | | | | | 12 | 30 | | | |
| | | | | | | | 31 | 86 | :3 = | | |

Aufgestellt: Schöley, Lokf. (Name, Dienstbezeichnung)

Anerkannt: Wohlers (Name des Vor- oder des Einzelarbeiters.)

Die ordnungsgemäße Ausführung der Arbeit bestätigt: Fecke, [illegible] (Name, Dienstbezeichnung.)

Abb. 1. Ausbesserungszettel für Lokomotiven.

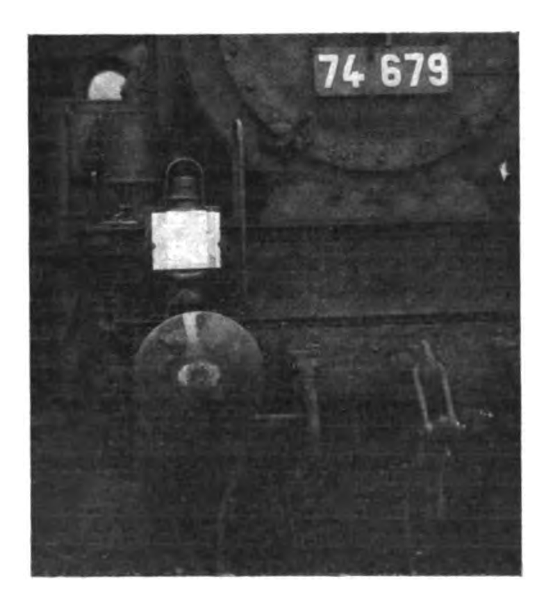



Abb. 2. Einsteckbrett für Ausbesserungszettel.

Nach Erledigung der Arbeit muß der Arbeiter die Ausführung der Arbeit im grünen Zettel an der dafür vorgesehenen Stelle (mittleres unteres Feld) durch Unterschrift bescheinigen und den Zettel an den Aufsichtsbeamten zurückgeben.

Nachdem der Aufsichtsbeamte sich von der ordnungsgemäßen Arbeitsausführung überzeugt hat, füllt er die Spalten 1 und 2 des bei ihm verbliebenen weißen Zettels aus. Von ihm nachträglich im grünen Zettel aufgeführte Mehrarbeiten hat er in den weißen Zettel zu übertragen. Die weißen Zettel, die an einem Tage für eine Verdienstgemeinschaft oder einen Einzelarbeiter erledigt worden sind, sammelt der Aufsichtsbeamte und füllt nunmehr auf dem zu oberst liegenden weißen Zettel die Spalten 5 und 6 aus. Dann hat er im grünen und weißen Zettel die ordnungsgemäße Ausführung der Arbeit durch Unterschrift zu bestätigen, und damit ist die Schreibarbeit des Aufsichtsbeamten erledigt. Die so für jede Verdienstgemeinschaft zusammengehefteten weißen Zettel werden dann dem Lohnbüro zur Ausfüllung der Spalten 3 und 4 und Abrechnung zugestellt. Auf dem obersten weißen Zettel hat dann der Vor- oder Einzelarbeiter die Anerkennung zu leisten.

Der grüne Zettel, den der Arbeiter an den Aufsichtsbeamten zurückgegeben hat, wird von diesem demjenigen Lokomotivführer, der die nächste Fahrt nach der Ausbesserung mit der Lokomotive macht, zugeleitet. Nach Beendigung der ersten Fahrt nach der Ausbesserung gibt der betreffende Lokomotivführer den grünen Zettel an den Aufsichtsbeamten unterschrieben zurück, bzw. meldet die vorgefundenen Mängel über unsachgemäße Arbeitsausführung auf dem grünen Zettel. Erst nach Abstellung der vom Lokomotivführer noch vorgefundenen Mängel und Anerkennung durch den Lokomotivführer wird der grüne Zettel bei der Ausbesserungsstelle an besonderer Stelle und für jede Lokomotive weggelegt. Auf diese Mitwirkung des Lokomotivpersonals bei der Beurteilung der Güte der ausgeführten Arbeiten ist großer Wert zu legen, weil auch dadurch bei dem Lokomotivpersonal wieder das Interesse an der guten Instandhaltung geweckt wird.

In Bahnbetriebswerken, in denen für gewisse Arbeiten Sondergruppen vorhanden sind, was je nach den örtlichen Verhältnissen wirtschaftlich sein kann, ist vom Lokomotivführer für jede Sondergruppe zur Erleichterung der Abrechnung ein besonderer Ausbesserungszettel auszustellen. Die Sondergruppen sind dann durch besondere Buchstaben zu kennzeichnen und dem Lokomotivpersonal bekannt zu geben.

Die Blöcke sind mit einer festen Pappunterlage ausgestattet, so daß die Zettel auf der Lokomotive ausgefüllt werden können; zur Reinhaltung werden die Blöcke in einem festen Papp- oder Blechumschlag auf der Lokomotive aufbewahrt. Für die Personale der fremden Lokomotiven liegt ein besonderer Block Ausbesserungszettel aus.

Damit nun weiter die Aufsichtsbeamten von Schreibarbeiten entlastet werden, sind für die unter c und d auszuführenden regelmäßig wiederkehrenden Arbeiten ebenfalls Ausbesserungszettel eingeführt, worin jedoch die auszuführenden Arbeiten sowie Gruppen und laufende Nummer des Stückheftes bereits vorgedruckt sind, so daß der Aufsichtsbeamte nur die Nummer der Lokomotive, den Namen des Arbeiters und Spalte 2 (Stückzahl) auszufüllen hat, um die in Frage kommende Arbeit in Auftrag geben zu können. In Abb. 3 ist ein Ausbesserungszettel für Auswaschlokomotiven,

in Abb. 4 ein solcher für Schieberuntersuchungen und in Abb. 5 ein solcher für Kolben- und Bremsuntersuchungen wiedergegeben. Diese Zettel sind ebenfalls in Blöcken vereinigt; es sind vom Aufsichtsbeamten für jede Lokomotive zwei Zettel (gelb und weiß) im Durchschreibeverfahren auszufertigen. In diesen Ausbesserungszetteln sind sowohl die unbedingt notwendig auszuführenden, als auch die in der Regel auszuführenden Arbeiten vorgedruckt. Falls eine Arbeit nicht ausgeführt werden soll, wird in Spalte 2 ein Strich gemacht. Der gelbe Zettel wird dem Arbeiter ausgehändigt, während der weiße Zettel, wie zuvor beschrieben, zur Verrechnung der Arbeit dient.

**Ausbesserungszettel Nr. für Auswaschlokomotiven.**

Lok.-Nr. Bw den 192 — Auszuführen von:
Ankunft: Tag Std — kalt / warm
Nächster Dienst Tag Std.
Lok. ist aufgestellt Gleis

| Auszuführende Arbeiten: | Gruppe. | 1 Stückheft Gr. Nr. | Lfd. Nr. | 2 Stückzahl | 3 Stückzeitstunden im einzelnen | 4 insgesamt | 5 Ko.-Nr. der Gedingeteilnehmer | 6 Wirklich geleistete Arbeitsstunden | 7 Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Wasserstandsanzeiger, Kegel nachschleifen | | 2 | 306 | | | | | | |
| Wasserstandsanzeiger, Kegel einsetzen | | 2 | 307 | | | | | | |
| Wasserstandsablaßhahn, Kegel nachschleifen u. einsetzen | | 2 | 314 | | | | | | |
| Wasserstandsablaßhahn, Kegel einsetzen | | 2 | 315 | | | | | | |
| Prüfhahn nachschleifen | | 2 | 204 | | | | | | |
| Prüfhahn einsetzen | | 2 | 205 | | | | | | |
| Kesselablaßhahn, Kegel nachschleifen u. einsetzen | | 2 | 142 | | | | | | |
| Kesselablaßhahn, Kegel einsetzen | | 2 | 146 | | | | | | |
| Ablaßschieber d. Schlammabscheider ab, inst. u. an | | 2 | 254 | | | | | | |
| Ablaßschieber vom Stehkessel ab, inst. u. an | | 2 | 146 | | | | | | |
| Reinigungsdeckel a. Kessel, Linsenfläche nachfräsen | | 17 | 158 | | | | | | |
| Druckausgleicher, Ventilbauart, a. d. Lok. inst. | | 2 | 83 | | | | | | |
| Zylinderlangeventil a. d. Lok. inst. | | 2 | 837 | | | | | | |
| Umschalthahn, Kegel einsetzen | | 21 | 13 | | | | | | |
| Führerbremsventil einsetzen | | 3 | 82 | | | | | | |
| Zusatzbremshahn, Kegel einsetzen und einlegen | | 3 | 125 | | | | | | |
| Hauptsteuerkolben d. Luftpumpe ab, reinigen u. an | | 3 | 189 | | | | | | |
| Hauptsteuerkolben d. Speisepumpe ab, reinig. u. an | | 13 | 82 | | | | | | |
| Bremsapparate entwässern | | 3 | 133 | | | | | | |

| Aufgestellt: | Die Ausführung der Arbeit bescheinigt: | Die ordnungsmäßige Ausführung der Arbeit bestätigt |
|---|---|---|
| Name, Dienstbezeichnung | Name des Vor- oder des Einzelarbeiters. | Name, Dienstbezeichnung |

Abb. 3. Ausbesserungszettel für Auswaschlokomotiven.

**Ausbesserungszettel Nr. für Schieberuntersuchungen.**

Lok.-Nr. Bw den 192 — Auszuführen von:
Ankunft: Tag Std — kalt / warm
Nächster Dienst Tag Std.
Lok. ist aufgestellt: Gleis

| Auszuführende Arbeiten: | Gruppe | 1 Stückheft Gr. Nr. | Lfd. Nr. | 2 Stückzahl | 3 Stückzeitstunden im einzelnen | 4 insgesamt | 5 Ko.-Nr. der Gedingeteilnehmer | 6 Wirklich geleistete Arbeitsstunden | 7 Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Schieberuntersuchung, vollständig | | 16 | 67 | | | | | | |
| Öl durchkurbeln u. Leitung prüfen | | 16 | 68 | | | | | | |
| Schieberkörper befestigen | | 16 | 69 | | | | | | |
| Entwässerungsrohre vom Schieberkasten ab u. an | | 16 | 74 | | | | | | |
| Schieberkreuzkopf unterlegen | | 16 | 80 | | | | | | |
| Vordere Führungsbuchse ab, inst. u. an | | 16 | 81 | | | | | | |
| Hintere Führungsbuchse ab, inst. u. an | | 16 | 82 | | | | | | |
| Schutzhülse für Kolbenstange ab u. an (vom Untersuchen der Tragbuchse) | | 8 | 40/41 | | | | | | |
| Tragbuchse für Kolbenstange ab, inst. u. an | | 8 | 79 | | | | | | |
| Tragbuchse für Kolbenstange um 180° drehen | | 8 | 80 | | | | | | |
| [illegible] ab u. an | | 17 | 63/64 | | | | | | |
| Kolbenkörper reinigen, je Schieber | | 16 | 65 | | | | | | |

| Aufgestellt: | Anerkannt | Die ordnungsmäßige Ausführung der Arbeit bestätigt |
|---|---|---|
| Name, Dienstbezeichnung | Name des Vor- oder des Einzelarbeiters. | Dienstbezeich. |

Abb. 4. Ausbesserungszettel für Schieberuntersuchungen.

**Ausbesserungszettel Nr. für Kolben- u. Bremsuntersuchungen.**

Lok.-Nr. Bw den 192 — Auszuführen von:
Ankunft: Tag Std — kalt / warm
Nächster Dienst Tag Std.
Lok. ist aufgestellt: Gleis

| Auszuführende Arbeiten: | Gruppe | 1 Stückheft Gr. Nr. | Lfd. Nr. | 2 Stückzahl | 3 Stückzeitstunden im einzelnen | 4 insgesamt | 5 Ko.-Nr. der Gedingeteilnehmer | 6 Wirklich geleistete Arbeitsstunden | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Dampfkolbenuntersuch., vollständig, ohne Reinigen | | 8 | 1 | | | | | | |
| Kreuzkopfgleitplatte, obere, unterlegen | | 19 | 50 | | | | | | |
| Zylinderventile reinigen, 3 Stück | | 2 | 326 | | | | | | |
| Gleitbahn b. d. Kolbenuntersuchung nachmessen | | 8 | 34 | | | | | | |
| Gleitbahn b. d. Kolbenuntersuchung ausrichten, Paßstücke unterlegen | | 8 | 35 | | | | | | |
| Gleitbahn, Paßstücke anfertigen, je Stück | | 8 | 36 | | | | | | |
| Bremsuntersuchung an der Lok., Treibradbremse | | 3 | 36 | | | | | | |
| Bremsuntersuchung am Tender | | 3 | 158 | | | | | | |
| Bremsuntersuchung a. d. Lok. (Drehgestellbremse) | | 3 | 37 | | | | | | |

| Aufgestellt | Die Ausführung der Arbeit bescheinigt: | Die ordnungsmäßige Ausführung der Arbeit bestätigt |
|---|---|---|
| Name, Dienstbezeichnung | Name des Vor- oder des Einzelarbeiters. | Name, Dienstbezeich. |

Abb. 5. Ausbesserungszettel für Kolben- und Bremsuntersuchungen.

Die Vorteile der Ausbesserungszettel gegenüber dem früheren Verfahren sind zusammengefaßt folgende:

1. Fortfall der meist sehr unansehnlichen Ausbesserungsbücher.
2. Fortfall der Hilfsausbesserungszettel.
3. Fortfall der Gedingeauftragszettel.
4. Fortfall der Aufschreibungen der Aufsichtsbeamten im Notizbuch.
5. Erziehung des Lokomotivpersonals zur genaueren und vollständigeren Angabe der Schäden; Ausfertigung der Ausbesserungszettel meistens während der Dienstschicht möglich.
6. Schnellere Verteilung der Ausbesserungsarbeiten an die Arbeiter, besonders wichtig bei Arbeitsbeginn.
7. Verminderung der Schreibarbeit der Aufsichtsbeamten, wodurch sie für den Aufsichtsdienst gewonnen werden.
8. Mitwirkung des Lokomotivpersonals bei Beurteilung der Güte der ausgeführten Arbeiten, wodurch spätere Berufungen des Lokomotivpersonals über mangelhafte Arbeitsausführung ausgeschaltet werden.

9. Sammlung sämtlicher zwischen zwei Hauptausbesserungen aufgetretenen Schäden jeder Lokomotive. (Wichtig für R. A. W.)
10. Erleichterte Nachprüfung der zur Verrechnung gelangten Stückzeiten, da neben der Gruppen- und laufenden Nummer des Stückheftes auch der Wortlaut der ausgeführten Arbeit steht (im Gegensatz zu den bisherigen Auftragszetteln).
11. Leichtere Nachprüfung der regelmäßig vorzunehmenden Untersuchungen.
12. Schaffung einer Unterlage zur leichten Ermittlung der Unterhaltungskosten je Lokomotive.

Im folgenden seien einige Zahlen gegeben, die erkennen lassen, wie die bessere Unterhaltung der Dampflokomotiven in den Reichsbahn-Ausbesserungswerken und die pfleglichere Behandlung in den Bahnbetriebswerken in den letzten Jahren mit dazu beigetragen haben, die erzielten Leistungen der Dampflokomotiven zwischen zwei Untersuchungen oder Hauptausbesserungen zu erhöhen.

Im Jahre 1924 sind im Bezirk der Reichsbahndirektion Altona 416 Dampflokomotiven in Hauptausbesserung gegeben worden und jede dieser Lokomotiven hat im Durchschnitt 46 221 km geleistet. Im Jahre 1927 dagegen hat jede von

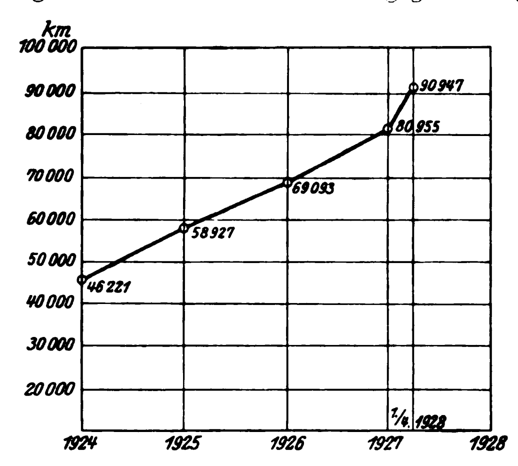



Abb. 6. Durchschnittsleistungen der im Laufe des Jahres in Untersuchung oder Hauptausbesserung gegebenen Lokomotiven im Bezirk der Reichsbahndirektion Altona.

346 in Hauptausbesserung gegebenen Lokomotiven im Durchschnitt schon 80 955 km und die in dem ersten Vierteljahr 1928 in Ausbesserung gegebenen 102 Lokomotiven haben sogar je 90 947 km geleistet, was eine Leistungssteigerung gegenüber 1924 von rund $96^0/_0$ bedeutet. Die Zahlen der dazwischen liegenden Jahre gehen aus der Abb. 6 hervor.

Dagegen muß festgestellt werden, daß die in den Bahnbetriebswerken entstandenen Kosten für je 1000 Lokomotiv-Einheitskilometer seit 1924 dauernd gesunken sind. Im Bezirk der Reichsbahndirektion Altona kosteten je 1000 geleistete Lokomotiv-Einheitskilometer im Jahresdurchschnitt 1924 = 774 *RM*, während im Vierteljahresdurchschnitt Januar bis März 1928 1000 Lokomotiv-Einheitskilometer nur 521 *RM* kosteten (siehe Abb. 7). Es muß jedoch erwähnt werden, daß sich die Einheitswerte der einzelnen Kostenträger im Laufe dieser Jahre verändert haben, jedoch so, daß die Ermäßigungen und Erhöhungen sich ungefähr die Wage halten.

## B. Die Güterwagenausbesserung in den Reichsbahnbetriebswerken.

In vielen Reichsbahnbetriebswerken sind, je nachdem sie in der Nähe von Rangierbahnhöfen liegen, wo naturgemäß ein größerer Anfall von Schadgüterwagen vorhanden ist, auch Ausbesserungsstellen für Güterwagen angegliedert. Es besteht in den Bahnbetriebswerken fast immer die Möglichkeit, die für die Lokomotivausbesserung benötigten mechanischen Werkstätten, Lagerräume, sowie Personal zum Teil für die Ausbesserungsarbeiten an Güterwagen wirtschaftlich mitauszunutzen.

Während nur einige größere Bahnbetriebswerke auch zur Vornahme der brems- und bahnamtlichen Untersuchung zugelassen sind, kommen die Ausbesserungsstellen sonst nur für die betriebstüchtige Wiederherstellung von Wagen in Frage, die einen Zeitaufwand von etwa 0,4 Tagewerke je Wagen erfordern. Durch diese Maßnahme wird erreicht, daß alle Wagen mit leichten Schäden, sozusagen an der Anfallstelle wiederhergestellt und die Transportkosten nach entfernt gelegenen Reichsbahnausbesserungswerken erspart werden. Die Wagen können schnell dem Betriebe wieder zugeführt werden, wodurch der Güterwagenumlauf erheblich verbessert wird.

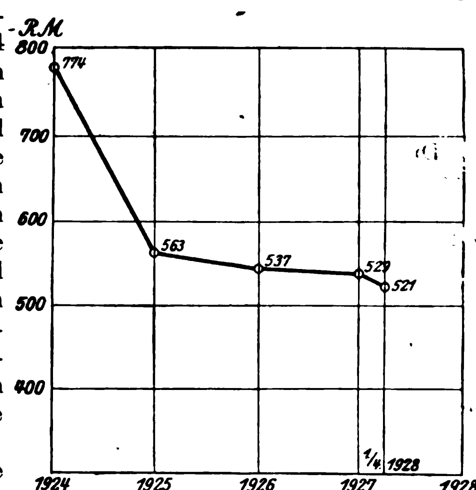
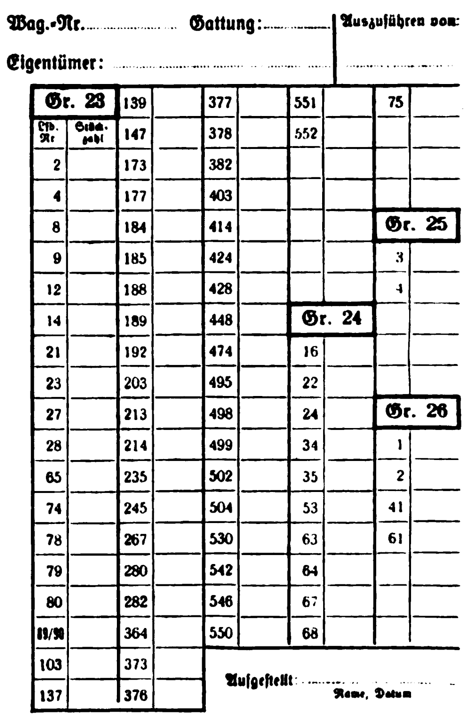



Abb. 7. Die in den Bahnbetriebswerken des Reichsbahndirektionsbezirkes Altona entstandenen Kosten in *RM* je 1000 Lokomotiv-Einheitskilometer.

Welche Bedeutung diese Ausbesserungsstellen haben, geht daraus hervor, daß z. B. im Monat März 1928 von den Ausbesserungsstellen sämtlicher Reichsbahndirektionen rund 235800 Schadwagen wiederhergestellt worden sind, das sind rund $35^0/_0$ des gesamten Güterwagenbestandes der Deutschen Reichsbahn.



Wag.-Nr. ............ Gattung: ............ | Auszuführen von:

Eigentümer: ............ | ............

| Gr. 23 | | 139 | | 377 | | 551 | | 75 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Lfd. Nr | Stückzahl | 147 | | 378 | | 552 | | | |
| 2 | | 173 | | 382 | | | | | |
| 4 | | 177 | | 403 | | | | | |
| 8 | | 184 | | 414 | | | | Gr. 25 | |
| 9 | | 185 | | 424 | | | | 3 | |
| 12 | | 188 | | 428 | | | | 4 | |
| 14 | | 189 | | 448 | | Gr. 24 | | | |
| 21 | | 192 | | 474 | | 16 | | | |
| 23 | | 203 | | 495 | | 22 | | | |
| 27 | | 213 | | 498 | | 24 | | Gr. 26 | |
| 28 | | 214 | | 499 | | 34 | | 1 | |
| 65 | | 235 | | 502 | | 35 | | 2 | |
| 74 | | 245 | | 504 | | 53 | | 41 | |
| 78 | | 267 | | 530 | | 63 | | 61 | |
| 79 | | 280 | | 542 | | 64 | | | |
| 80 | | 282 | | 546 | | 67 | | | |
| 89/90 | | 364 | | 550 | | 68 | | | |
| 103 | | 373 | | | | | | | |
| 137 | | 376 | | | | | | | |

Ausgestellt: ............
Name, Datum

Abb. 8. Ausbesserungszettel für Güterwagen.

Es muß deshalb als unbedingt wirtschaftlich angesehen werden, die Kopfzahl der Arbeiter für die Ausbesserungsstellen für Güterwagen in den Bahnbetriebswerken so hoch zu bemessen, daß der jeweilige Anfall an leicht beschädigten Wagen von ihnen bewältigt werden kann.

Die Zuführung dieser Schadwagen zu den Bahnbetriebswerken geschieht auf Grund einer von den Wagenmeistern ausgefertigten Beschädigungsmeldung. Um Verschiebearbeiten möglichst zu sparen, werden die Schadwagen auf besonderen Gleisen meist im Freien mit Abstand von je ein Meter aufgestellt, damit eine eingehende Untersuchung erfolgen und ungehindert am Wagen gearbeitet werden kann. Diese Unter-



suchung der Wagen wird im allgemeinen von einem oder mehreren Aufsichtsbeamten zum Teil unter Mitwirkung eines Vorarbeiters durchgeführt. Der Aufsichtsbeamte trägt die notwendigen Ausbesserungen in ein Notizbuch ein. Damit der Vorarbeiter oder Einzelarbeiter auch weiß, welche Arbeiten neben den auf der Beschädigungsmeldung vermerkten auszuführen sind, werden die Arbeiten meist mit Kreide entweder im Wortlaut oder unter Anwendung der Gruppen- und laufenden Nummern des Stückheftes am Wagenkasten angeschrieben. Auf Grund der Aufschreibungen der Aufsichtsbeamten im Notizbuch werden später die Gedingeauftragzettel geschrieben, die zur Verrechnung der ausgeführten Arbeiten für jede Verdienstgemeinschaft führen.

:ie Erfahrung hat nun gelehrt, daß Art und Umfang dieser in den Ausbesserungsstellen der Bahnbetriebswerke zu beseitigenden Schäden ziemlich begrenzt ist und daß der größte T.. der Schäden täglich wiederkehrt. Es sind deshalb im Bezirk der R.B.D. Altona Ausbesserungszettel für die Güterwagenausbesserung in den Bahnbetriebswerken eingeführt, welche diese täglich vorkommenden Arbeiten vorgedruckt enthalten. Die Ausbesserungszettel sind zu Blöcken im Din-Format 10,5 × 14,8 (siehe Abb. 8) vereinigt. Sie enthalten .. Gruppen- und laufenden Nummern der Stückhefte für die hauptsächlich vorkommenden Schlosser-, Tischler-, Glaser- und Malerarbeiten vorgedruckt, so daß der Aufsichtsbeamte nur die Stückzahl der auszuführenden Arbeiten, die Wagennummer und den Namen des Vor- oder Einzelarbeiters einzutragen hat. Bei jeder Gruppe sind einige Reihen freigeblieben, damit selten vorkommende Arbeiten nachgetragen werden können.

Für jeden Schadwagen werden zwei Zettel im Durchschreibeverfahren ausgefertigt; der erste gelbe Zettel wird dem Block entnommen und in den Zettelhalter gesteckt, während der zweite weiße Zettel fest im Block verbleibt und als Unterlage zur Aufstellung der Gedingeauftragzettel dient. Es ist zweckmäßig, die Ausfertigung der Gedingeauftragzettel durch eine Schreibkraft im Lohnbüro vornehmen zu lassen, da hierdurch der Aufsichtsbeamte für den so wichtigen Aufsichtsdienst gewonnen wird.

Zur bequemen Handhabung der Blöcke im Betriebe haben sie Notizbuchgröße. Sie werden mit einer auf der Rückseite angebrachten Pappfahne in die rechte Tasche eines festen Umschlages gesteckt. In die linke Tasche des Umschlages wird ein Auszug aus dem Stückheft hineingesteckt, in welchem auch selten vorkommende Arbeiten mit Gruppen- und laufenden Nummern enthalten sind. Mit Hilfe dieses Auszuges können alle Eintragungen im Block im Betriebe vorgenommen werden. Den Arbeitern wird ebenfalls ein solcher Auszug ausgehändigt. Jeder Block ist auf der Vorderseite mit einer kurzen Anweisung zur Ausfertigung und Behandlung versehen.

Durch diese Ausbesserungszettel wird die Schreibarbeit des Aufsichtsbeamten auf ein Mindestmaß herabgedrückt, eine eindeutige Unterlage für die vom Arbeiter auszuführenden Arbeiten sowie für die Ausfertigung der Gedingeauftragzettel geschaffen, die nun von jeder Schreibkraft ausgeführt werden können.

# Berichte.

## Lokomotiven und Wagen.

### Normung im Lokomotiv- und Wagenbau.

In Heft 6 des lfd. Jahrganges der Zeitschrift „Maschinenbau“ gibt Reichsbahnoberrat Iltgen einen Überblick über die Anwendung der Dinormen und Lonormen bei den Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn und berichtet über die bisher gemachten Erfahrungen.

Die Anwendung der eigentlichen Lokomotivnormen kommt zunächst nur für die neu zu bauenden Lokomotiven in Frage. Für die vorhandenen Lokomotiven können sie nur dann in wirtschaftlicher Weise verwendet werden, wenn die Verwendung ohne erhebliche Änderungen möglich ist. Diese Fälle sind aber Ausnahmen. Als Beispiele hierfür werden angeführt Roststäbe und verschiedene Armaturteile.

Nicht allein für den Neubau, sondern auch bei Lieferung von Ersatzteilen und bei der Unterhaltung der vorhandenen Lokomotiven ist das Gebiet der Passungen wichtig, da diese die Grundlage für die austauschbare Fertigung bilden. Die für den Lokomotivbau aus den Dinorm-Passungen getroffene Auswahl hat sich bis auf wenige Ausnahmen bewährt. Unangenehm hat sich das Fehlen von Lonorm-Blättern für Preß- und Schrumpfsitze bemerkbar gemacht. Als Beispiel für die Fertigung nach Passungen wird die Unterhaltung der Steuerung erwähnt. Bisher wurden die abgenutzten Steuerungsbolzen nachgeschliffen und nach dem jeweils erhaltenen Maß neue Buchsen angefertigt. Jetzt werden sowohl Bolzen wie Buchse auf die nächste der um $^1/_4$ mm auseinander liegenden Stufen nachgearbeitet und die einander entsprechenden Größen zusammen verwendet. Im Dauerzustand ist dann nur noch die Buchse mit dem kleinsten und der Bolzen mit dem größten Durchmesser zu beschaffen: alle Zwischenstufen ergeben sich durch Nacharbeit. Die Arbeit nach Passungen hat zum Aufbau eines einheitlichen Meßwesens geführt. Beim Reichsbahn-Ausbesserungswerk Tempelhof ist eine Zentralmaßstelle, bei den geschäftsführenden Reichsbahndirektionen sind Bezirksmaßstellen eingerichtet.

Von weiteren Grundnormen sind Dichtungslinsen und Dichtringe erwähnt. An Stelle des kugeligen Sitzes wurde mit Vorteil der Kegelsitz eingeführt. Durch Zulassung des Preßmessings als Baustoff konnten wirtschaftliche Herstellungsverfahren ausgebildet werden, die es gestatten die Linsen ohne weitere mechanische Bearbeitung lehrenhaltig fertigzustellen. In der Frage der Rohrverschraubungen bedeutet die Normung der Überwurfmuttern, Bundbuchsen und Doppelnippel einen erheblichen Fortschritt. Bezüglich des Rohrgewindes wurde von dem Gewinde der Dinorm abgewichen, da dieses bei der Notwendigkeit häufigen Lösens im Lokomotivbetrieb nicht als genügend verschleißfest bezeichnet werden kann. Für den Lokomotivbau ist nach Einführung der Dinorm bis zu 6 mm ausschließlich das metrische, darüber hinaus das Withworth-Gewinde gewählt worden. Eine Sonderstellung nehmen die Dichtgewinde ein. Die Normung und toleranzmäßige Herstellung der Stehbolzen ist soweit durchgebildet, daß sie zentral beschafft werden können.

Hand in Hand mit der Normung der Schrauben ging die Normung der Schlüsselweiten. Durch die Einführung der Normen für Form- und Stabeisen wurde die Zahl der vorzuhaltenden Sorten bedeutend vermindert und eine wesentliche Vereinfachung der Lagerhaltung herbeigeführt.

Im gleichen Heft des „Maschinenbau“ berichtet Reichsbahnoberrat Klein über den Stand der Normung im Eisenbahnwagenbau. Maßgebend für die Auswahl der Normen sind nur die Wagen, die neu gebaut werden, das sind die Einheitspersonen- und Einheitsgüterwagen. Bei diesen Wagen sind sämtliche Einzelteile genormt. Dabei wird gefordert, daß die Einzelteile auf Grund der Din-Passungen im unbedingten Austauschbau hergestellt werden, so daß beim Zusammenbau jede Paßarbeit unterbleiben kann. Gleichartige Fachnormen des Lokomotiv- und Wagenbaues werden nach Möglichkeit zusammengefaßt und erhalten in der Überschrift den Vermerk „Eisenbahnwesen“. Für die sichere Durchführung der Normung sind Zeichnungen notwendig, die den Anforderungen der Normung voll entsprechen. Jedes Stück des Wagens wird in einer Einzelzeichnung dargestellt, die als Werkzeichnung durchgearbeitet ist und alle für die Fertigung notwendigen Angaben enthält. In den Gruppen- und Gesamtzeichnungen sind nur die Maße und Angaben enthalten, die für den Zusammenbau erforderlich sind. Für jede Wagengattung wird außerdem ein Teilheft aufgestellt. Außer den Angaben über Stückzahl, Material, Normblattnummern usw. gibt das Teilheft noch an, für welche anderen Wagengattungen die Teile noch verwendet werden können. Das Teilheft bildet gleichzeitig das Verzeichnis der Austauschbauzeichnungen.

A. P.

# Verschiedenes.

## Die Herbsttagung der Studiengesellschaft für Rangiertechnik.

Die Stugera hielt vom 16. bis 18. Oktober in Stuttgart ihre Herbsttagung ab, zu der sich im wesentlichen die gleichen Teilnehmer wie zu den früheren Tagungen einfanden.

Am Vormittag des 16. Oktober fanden die Sitzungen der Sonderausschüsse statt; nachmittags erfolgte eine Besichtigung des Verschiebebahnhofes Kornwestheim. Über seine Entstehungsgeschichte gab vorher Herr Dir. bei der Reichsbahn Nägele einen kurzen Bericht, dem ein ausführlicher Vortrag des Herrn R. O. R. Renz über die betriebliche Bedeutung des Bahnhofes folgte. Im Herzen Württembergs gelegen ist Kornwestheim der Hauptrangierbahnhof der Reichsbahndirektion Stuttgart. Der Bahnhof ist als zweiseitiger Verschiebebahnhof mit Ablaufrücken angelegt aber bis jetzt nur einseitig ausgebaut. Sein Hauptverkehrsstrom läuft in der West-Ostrichtung. Trotzdem der erst einseitige Ausbau einige Betriebserschwernisse mit sich bringt, ist die Anlage recht leistungsfähig und erreichte im September dieses Jahres eine Spitze von 5213 Wagen am Hauptablauf. Einen Teil der Verschiebeaufgaben müssen allerdings bis zum zweiseitigen Ausbau die vier Vorbahnhöfe übernehmen.

Am Abend des gleichen Tages fand noch ein Vortrag des R. R. Dr.-Ing. Köhle über die Arbeits- und Zeitstudien auf Verschiebebahnhöfen statt, dem sich eine rege Aussprache anschloß. Der Redner schilderte die Eigenart des Eisenbahnbetriebes und die Möglichkeiten in ihm Zeitstudien nutzbringend zu betreiben; sie dienen 1. auf dem Gebiet der Betriebswirtschaft zur klaren Erkenntnis der Betriebszusammenhänge und Vereinfachung der Betriebsabwicklung, 2. auf dem Gebiet der Personalwirtschaft zur Verbesserung der Leistungen und der Arbeitsbedingungen und zur Aufstellung der Dienstpläne und 3. lassen sie auf dem Gebiet der bautechnischen Ausgestaltung der Anlagen die größte Ausnutzung erzielen und liefern einen zahlenmäßigen Nachweis für die Unzulänglichkeit bestehender und die Leistungsfähigkeit neu zu errichtender Anlagen.

Der zweite Tag war in der Hauptsache den Beratun der Sonderausschüsse gewidmet. Nachmittags hielt R. O Fischötter einen Vortrag über die Wirtschaft Württemb

Am 18. fand dann die Mitgliederversammlung statt der auch die Sonderausschüsse über ihre Arbeiten berichte Aus diesen Berichten sind folgende Punkte besonders bemerk wert. Sonderausschuß 1 hat die Frage der Leistungssteiger durch die Verwendung ferngesteuerter elektrischer Lokomot eingehend beraten und beantragte auf Grund einer Wirtschaft keitsberechnung, der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsba Gesellschaft einen Versuch mit einer sowohl mit Oberleit wie auch mit Sammler arbeitenden Lokomotive zu empfeh

Sonderausschuß 2 hat die Modellversuche in Götti beendet und die Beiwerte c der Formel für die Windk $W = c v^2 F$ empirisch ermittelt. Die Einzelergebnisse werden nächsten Stugera-Sonderheft der Verkehrstechnischen W veröffentlicht, desgleichen die Arbeiten des Sonderausschuss über Beidrückeinrichtungen. Sonderausschuß 3 hat die gebnisse seiner Untersuchungen über die Hemmschuhbrems in einer Abhandlung niedergelegt. Sonderausschuß 7 gab ei Bericht über die weitere Entwicklung des mechanisierten laufes im Ausland. Daraus ist zu entnehmen, daß man a in Amerika immer stärkere Gleisbremsen verwendet und d entsprechend immer mehr zu der in Deutschland üblichen büsch förmigen Gleisanordnung übergeht. In England werden ebenf zwei mechanisierte Verschiebebahnhöfe nach dem Vorbild v Hamm eingerichtet. Die Gleisbremsen liefert Thyssen. Sp.

**Tage der Technik.** Illustrierter Technisch Historischer Abre kalender. Achter Jahrgang 1929. Herausgegeben v Dr. Ing. e. h. Franz Maria Feldhaus und Gilbert Fel haus. Verlag Otto Salle, Berlin.

Ein vielseitiger, gut ausgestatteter Abreißkalender, der d Gedenken an die mühsame, in früheren Zeiten für den heuti Hochstand der Technik geleistete Vorarbeit und der Ehrung d Pioniere der Technik dient.

# Berichtigungen.

In dem Aufsatz **„Laufwiderstandsmessungen in geschweißten Gleisen“**, Organ Heft 21, 1928, Seite 450 u. folg. sind folgende Berichtigungen vorzunehmen.

Es muß heißen:

auf Seite 452 (linke Spalte) unter „5. Einfluß des Windes“:

9. Zeile: $F_0$ (statt $F_r$) $= F + \varDelta F$.

10. Zeile: Angriffsfläche $F_0$ (statt $F_r$).

'13. Zeile: F bis zu 0,3 **F** (statt 0,3 t),

auf Seite 453 (linke Spalte):

11. Zeile: $W_{ungeschw}$ (statt $W_{geschw}$) = 3,07 kg/t.

14. Zeile: $W_{geschw}$ (statt $W_{ungeschw}$) = **2,58** (statt 2,43) kg/t,

auf Seite 453 (rechte Spalte):

4. Zeile: Gleis ist al**so** (statt als) 0,5 kg/t.

6. Zeile: **Zu** (statt „In) dem Ergebnis muß jedoch bemerkt werden.

Berichtigungen zu dem Auszug aus dem **„Geschäftsbericht der Österreichischen Bundesbahnen für das Jahr 1927“**, Heft 18, Seite 403.

1. In der 14. und 15. Zeile von oben lies 38579, 5895, 30931, statt 38880, 6080, 32085;
2. Die Zahlen der gefahrenen km sind mit 1000 zu multiplizieren,
3. Die Angabe über den Brennstoffverbrauch in Abschnitt III bezieht sich auf den Gesamtlasttonnenkilometer.
4. Die starke Kürzung im Abschnitt IV mag zu Irrtüm Anlaß geben. Die Umstellung der Wiener Werkstätt geschah in der Weise, daß die Großausbesserung v Lokomotiven, Personen- und Güterwagen nur mehr je einer Stelle vorgenommen wird, während früh 15 Betriebe dafür arbeiteten. Sp.

Berichtigungen zu den **Tafeln 25 und 26 in Heft 23.** den Abbildungen der dem 1. Teil des Aufsatzes beigegeben Tafeln sind einige Fehler enthalten, die wir nachstehend b richtigen:

**Taf. 25**, Abb. 25. Der Buchstabe ($E_1$) an der $\mathfrak{M}_1$-Linie durch ($C_1$); in Abb. 26 der Buchstabe P auf der Geraden K durch F zu ersetzen.

**Taf. 26.** In Abb. 22 ist der Schnittpunkt der Geraden B mit der Ordinate durch Achse 3 mit E zu bezeichnen; in Abb. sind dem Schnittpunkt von B′G′ mit der Abszissenachse d Buchstaben D′ und $M_d$, dem Schnittpunkt der unterhalb d Abszissenachse gelegenen Momentenlinie mit der Ordinate dur Achse 1 der Buchstabe H beizusetzen.

In Abb. 24 fehlt am Scheitel der unteren $\mathfrak{M}$-Linie der Buch stabe C, in Abb. 9 an der 1. Achse der Buchstabe $A_1$.

Die Unterschriften sollen lauten:

Bei Abb. 22: Kräfteermittlung für eine Gelenklokomotiv bei Abb. 23: K für eine Lokomotive mit mehrachsigem vordere Drehgestell und bei Abb. 24 K für eine Lokomotive mit vorder Schwenkachse.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — C. W. Kreidel's Verlag in München.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.



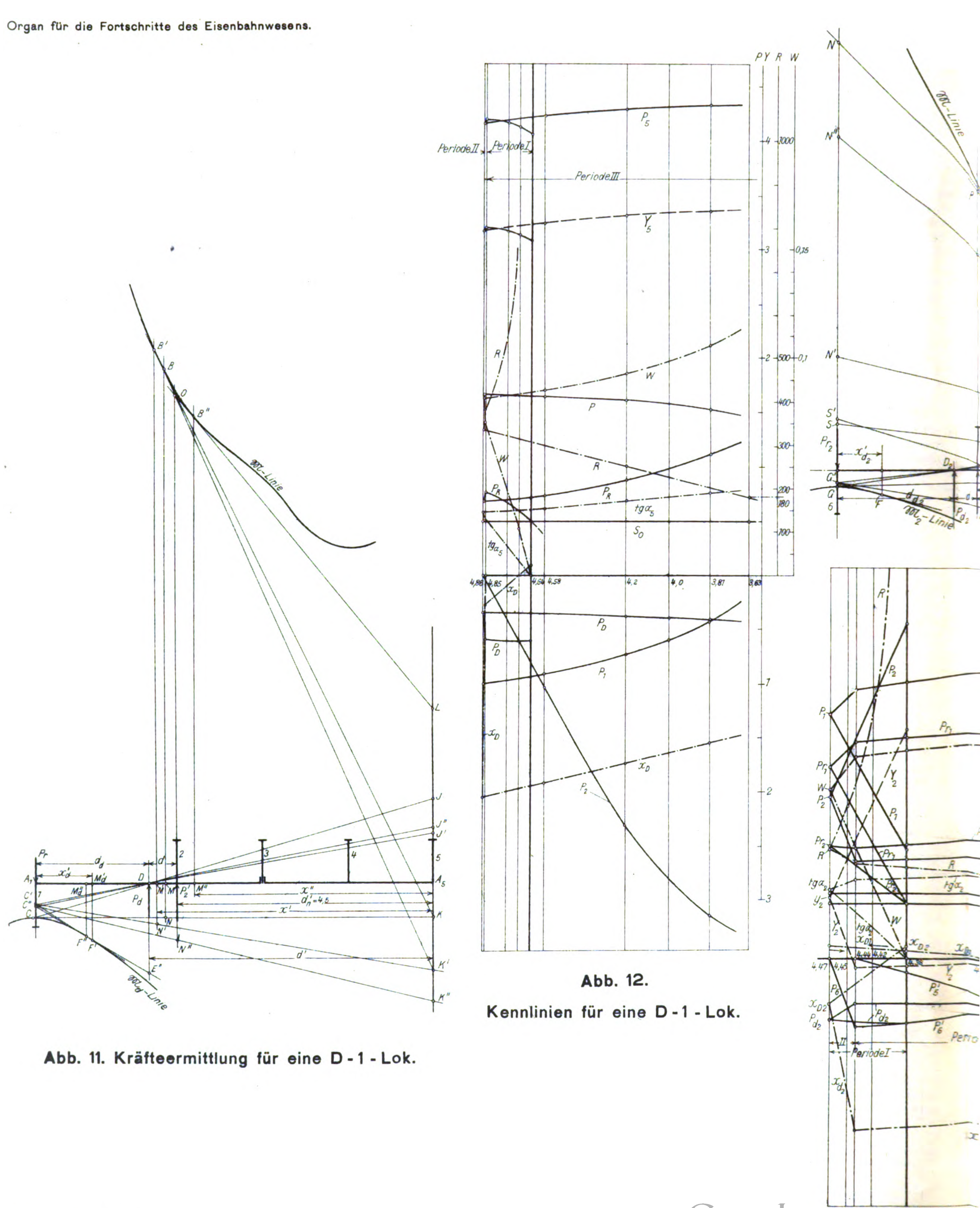


Abb. 11. Kräfteermittlung für eine D-1-Lok.

Abb. 12. Kennlinien für eine D-1-Lok.

Abb. 14. Kennlini

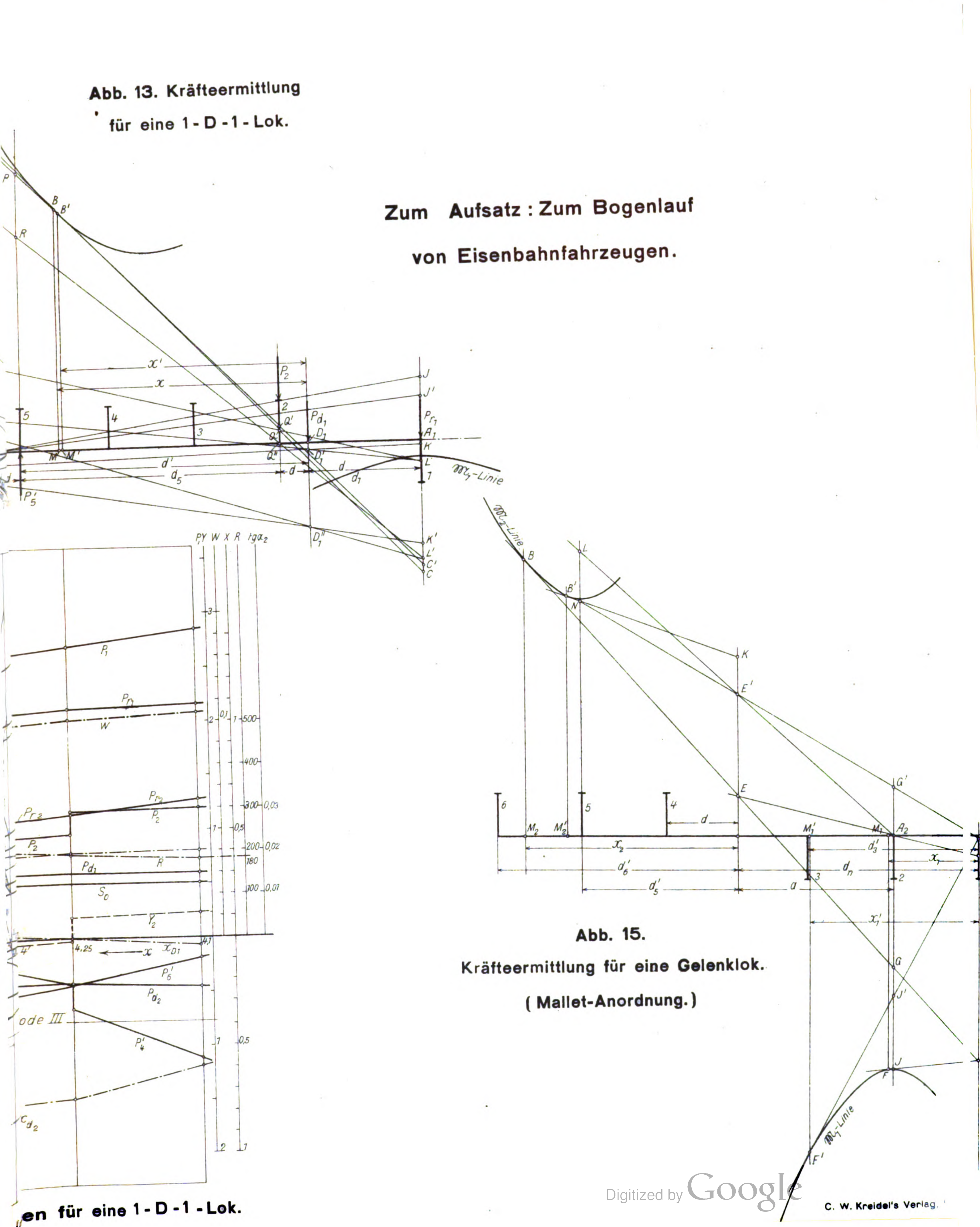



Abb. 13. Kräfteermittlung für eine 1-D-1-Lok.

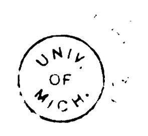
Zum Aufsatz: Zum Bogenlauf von Eisenbahnfahrzeugen.

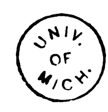
Abb. 15. Kräfteermittlung für eine Gelenklok. (Mallet-Anordnung.)

…en für eine 1-D-1-Lok.



C. W. Kreidel's Verlag.


UNIV.
OF
MICH.


UNIV.
OF
MICH.

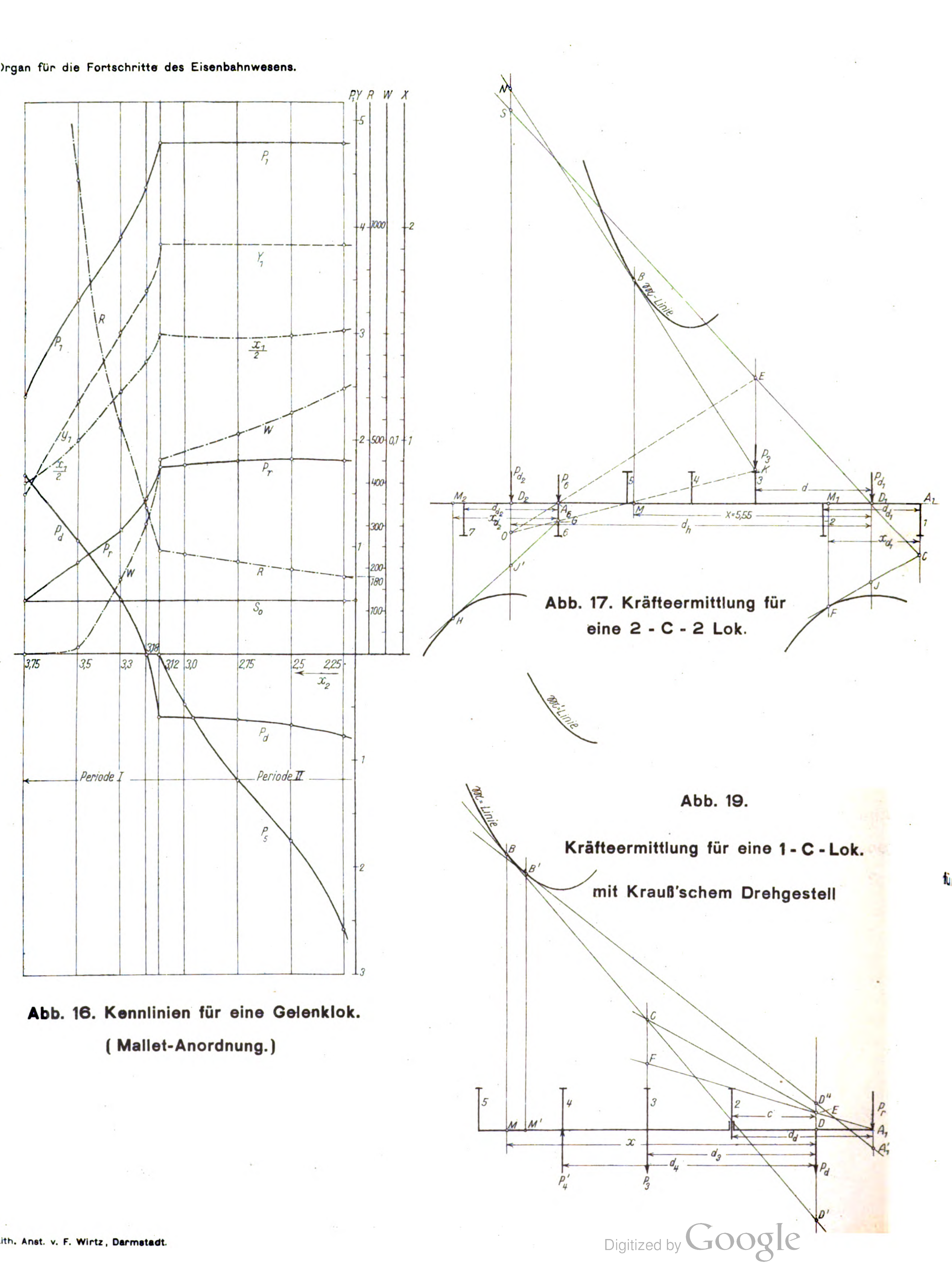



Abb. 16. Kennlinien für eine Gelenklok. ( Mallet-Anordnung.)

Abb. 17. Kräfteermittlung für eine 2 - C - 2 Lok.

Abb. 19. Kräfteermittlung für eine 1 - C - Lok. mit Krauß'schem Drehgestell

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

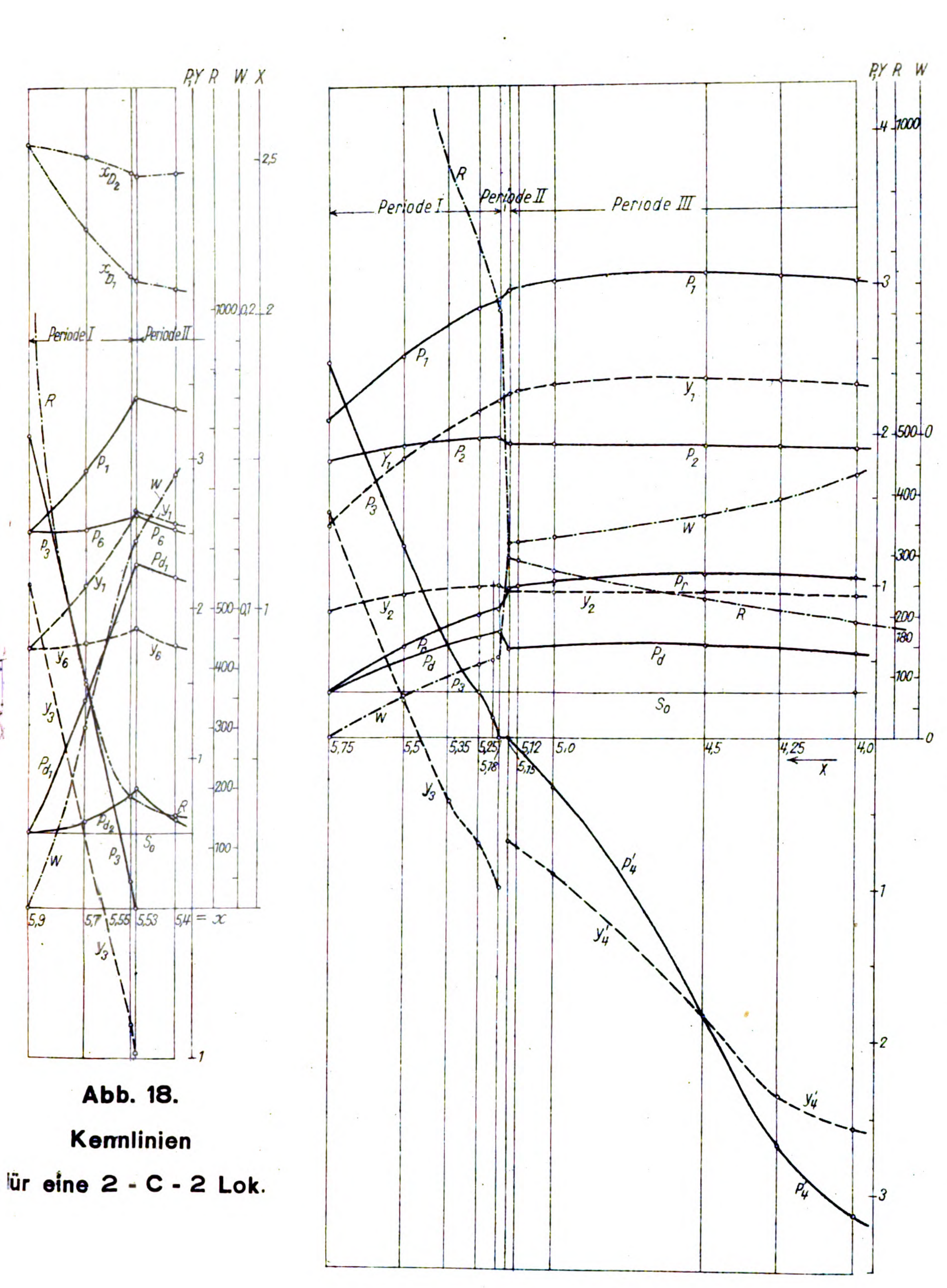



**Abb. 18.**

**Kennlinien**

**für eine 2 - C - 2 Lok.**

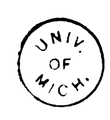
**Abb. 20. Kennlinien für eine 1 - C - Lok.**
**mit Krauß'schem Drehgestell.**

**Abb. 21.**

**Kräfteermittlung bei Vorhandense**

**einer Zugkraft.**

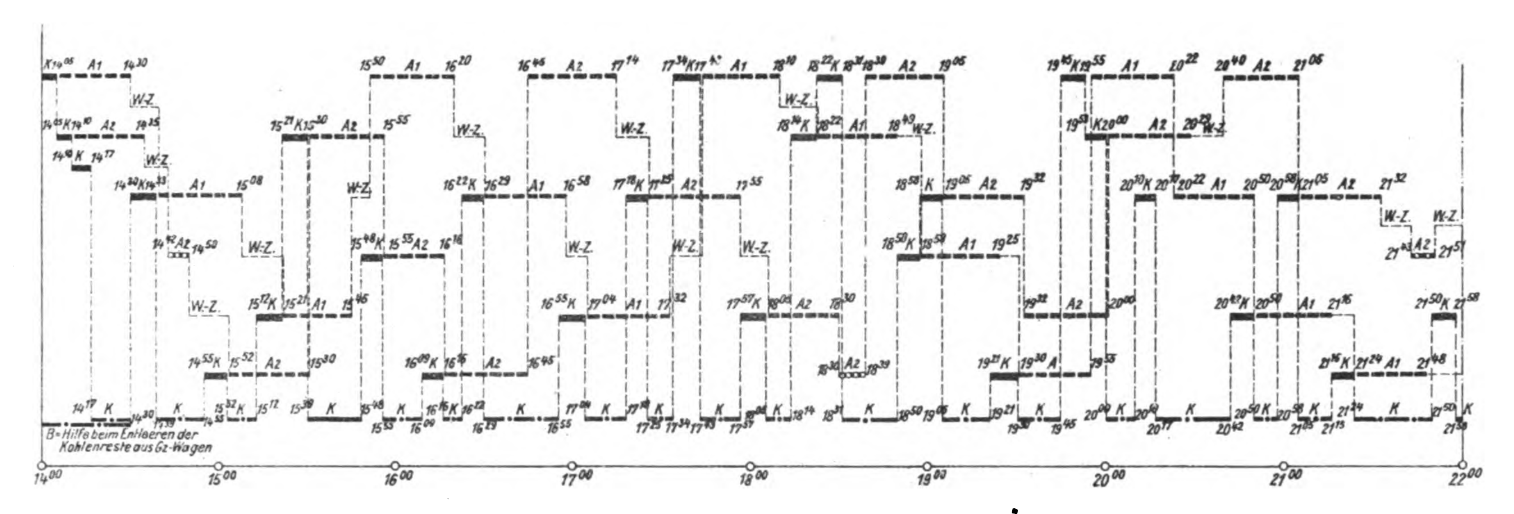
**Zum Aufsatz : Zum Bogenlauf von Eisenbahnfahrzeugen.**


UNIV.
OF
MICH.

# Bekohlen und Ausschlacken der Lokomotiven beim Bw. Dillenburg.

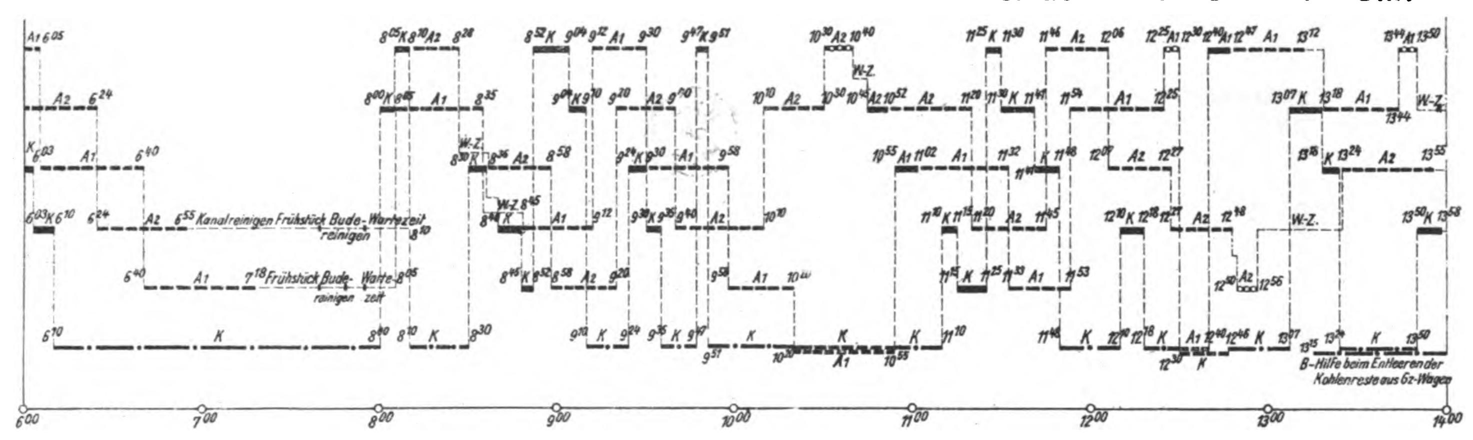
## Spätschicht am 16. 1. 1928.

1 Kohlenlader von 13[15] - 22[15] Uhr.
2 Ausschlacker von 14[00] - 22[00] Uhr.



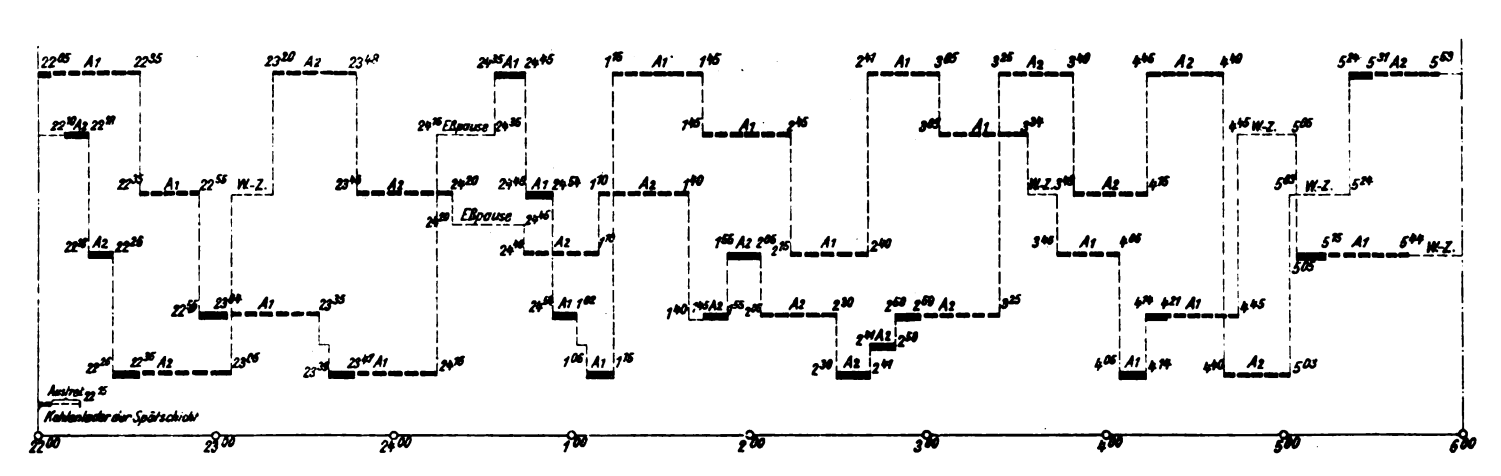

## Frühschicht am 17. 1. 1928.

1 Kohlenlader von 5[30] - 14[30] Uhr.
2 Ausschlacker von 6[00] - 14[00] Uhr.




## Nachtschicht am 17./18. 1. 1928.

2 Ausschlacker von 22[00] - 6[00] Uhr.




*Zeichenerklärung:*

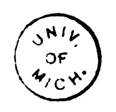
- K - Kohlenlader
- A1 - Ausschlacker
- A2 - „
- Lok. Ausschlacken (einschl. Rauchkammerreinigung u. Wassergeben).
- Bewegen der Kohle vom Wagen in Bunker oder Bansen, (oder vom Bansen in Bunker).
- Lok. Bekohlen.
- Nur Wassergeben.
- Schlackensumpf mittels Greifer entleeren

**Zum Aufsatz: Zeitaufnahmen an der Bekohlungsanlage in Dillenburg.**

C. W. Kreidel's Verlag, München.



Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt


UNIV.
OF
MICH.

1928
83. Jahrgang

Heft 24
15. Dezember

# ORGAN

## FÜR DIE FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

### TECHNISCHES FACHBLATT DES VEREINS DEUTSCHER EISENBAHNVERWALTUNGEN

HERAUSGEGEBEN VON Dr. ING. H. UEBELACKER / C. W. KREIDEL'S VERLAG · MÜNCHEN

Inhaltsverzeichnis.





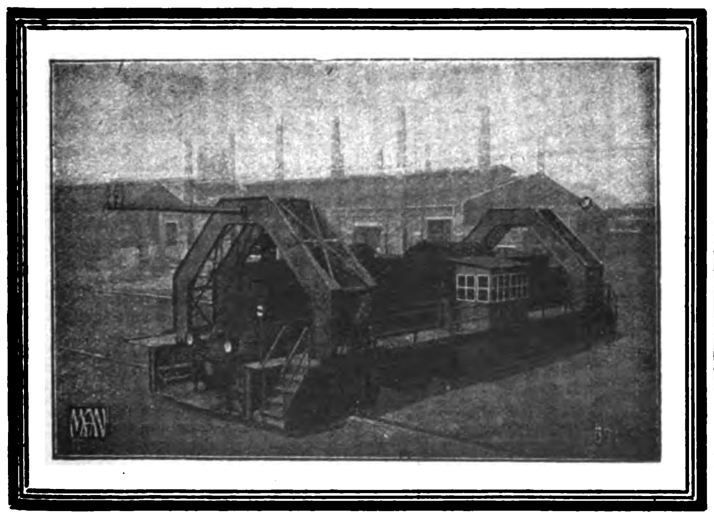




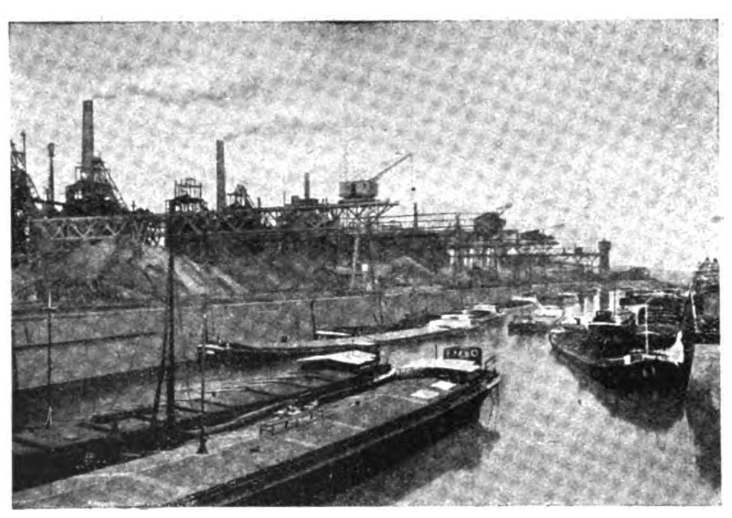




# DREHSCHEIBEN SCHIEBEBÜHNEN



Gelenk- und Portaldrehscheiben, Schiebebühnen normaler Bauart, versenkt und unversenkt, Portalschiebebühnen, Bergschiebebühnen. Drucksache O. E. 57.



**Fried. Krupp Aktiengesellschaft Friedrich-Alfred-Hütte**
Hochöfen, Thomas- und Martinstahlwerke, Walzwerke, Eisenbauwerkstätten

## Roheisen

Thomasroheisen, Bessemerroheisen, Gießereiroheisen, Hämatit, Spezialroheisen, Ferrochrom.

## Rohstahl

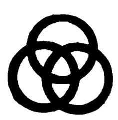
Blöcke u. Brammen aus Thomas- u. Martinstahl.

## Walzfabrikate

**Halbzeug** aus Thomas- und Martinstahl, vorgewalzte Blöcke, Knüppel, Platinen. — **Eisenbahnoberbaumaterial:** Schienen, Schwellen (auch Schwellen mit aufgeschweißten Rippenplatten), Laschen, Unterlags- und Hakenplatten, Rippenplatten, Klemmplatten, Schienenklemmen, Stützwinkel, Federplatten, Oberbauschrauben, Feldbahnmaterial. — **Formeisen.** — **Stabeisen** für alle Verwendungszwecke. — **Walzdraht.** **Spundwandeisen.**

## Eisenbauwerke

aller Art nach eigenen und fremden Entwürfen für den
**Bergbau, Brückenbau, Hochbau, Tiefbau, Schiffbau, Wasserbau**
**Spezialität: Gittermaste**



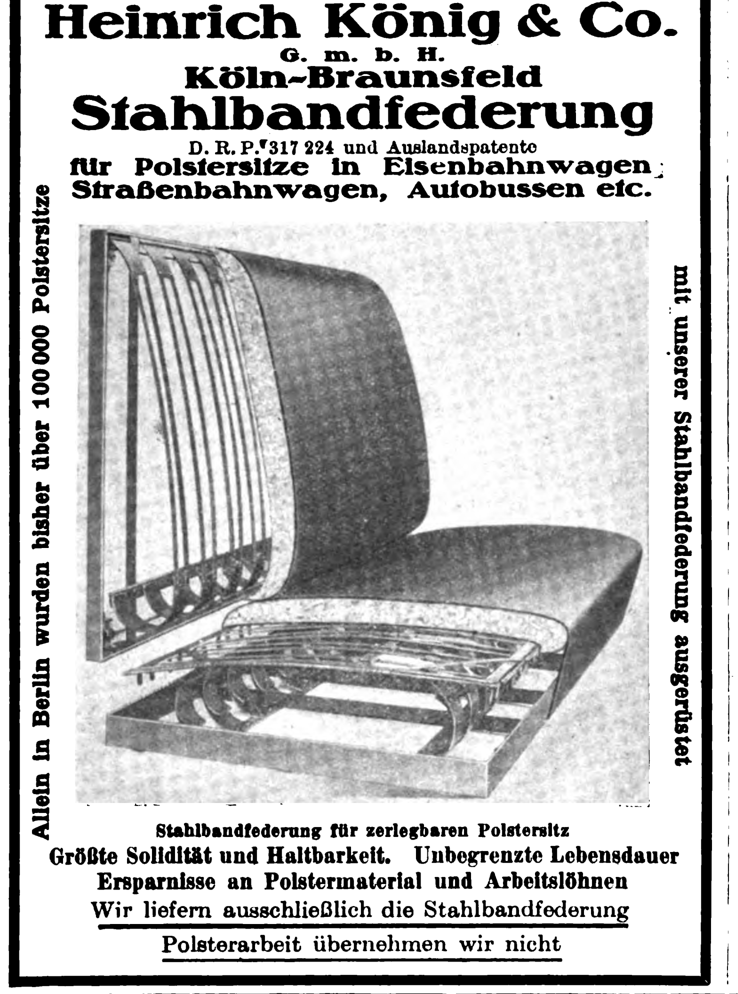
Anfragen erbeten an:

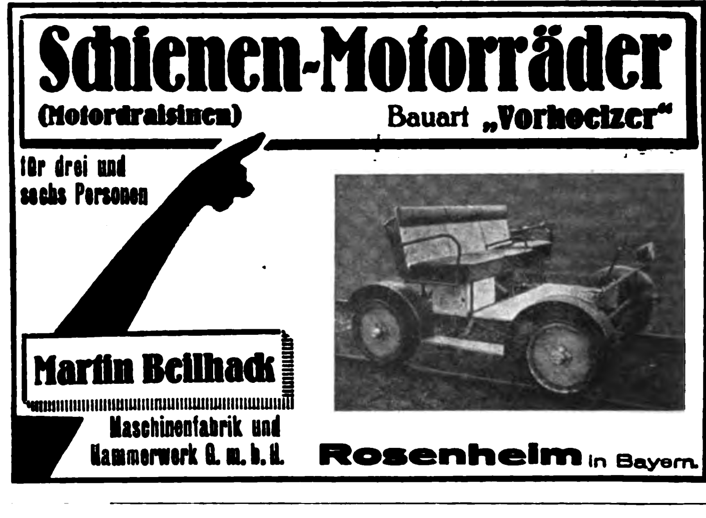
# KRUPP

**Fried. Krupp Aktiengesellschaft Friedrich-Alfred-Hütte**
**Rheinhausen (Niederrhein)**

604


ORION
ORION
UNIVERSAL-
HOCHLEISTUNGS-
SÄGEMASCHINE
Mit regulierbarem Vorschub des Sägeblattes durch Ölpreßpumpe
Hervorragend in Schnittleistungen und Schonung der Sägeblätter
GORNIG & SEVERIN
MASCHINENFABRIK DRESDEN-A28


Heinrich König & Co.
G. m. b. H.
Köln-Braunsfeld
Stahlbandfederung
D. R. P. 317 224 und Auslandspatente
für Polstersitze in Eisenbahnwagen, Straßenbahnwagen, Autobussen etc.
Allein in Berlin wurden bisher über 100000 Polstersitze
mit unserer Stahlbandfederung ausgerüstet
Stahlbandfederung für zerlegbaren Polstersitz
Größte Solidität und Haltbarkeit. Unbegrenzte Lebensdauer
Ersparnisse an Polstermaterial und Arbeitslöhnen
Wir liefern ausschließlich die Stahlbandfederung
Polsterarbeit übernehmen wir nicht


Schienen-Motorräder
(Motordraisinen)
Bauart „Vorhoelzer"
für drei und sechs Personen
Martin Beilhack
Maschinenfabrik und Hammerwerk G. m. b. H.
Rosenheim in Bayern


SCHEIDT & BACHMANN
EISENBAHNSIGNAL-BAUANSTALT
EISENGIESSEREI
SB
GEGRÜNDET 1872
RHEYDT
BEZ. DÜSSELDORF

Das

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

erscheint am 1. und 15. jedes Monats.

Die Anschrift des Schriftleiters ist: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, Sandstraße 38/40,**
die des stellvertretenden Schriftleiters: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden, Wiener Straße 4.**



Der halbe Jahrgang 1928 des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ wird mit 18.— **RM.** berechnet und ist durch den Buchhandel oder (zuzüglich des anfallenden Drucksachenportos) von der Verlagsbuchhandlung zu beziehen.

Von den im Organ erscheinenden Aufsätzen können Sonderabdrucke bezogen werden. Bestellungen müssen spätestens 8 Tage nach Erscheinen der Hefte in den Händen des Verlags sein.

Preis für 1 Seite Umfang bei Bestellung von 20 Stück etwa 7 ℳ, für weitere 10 Stück 0,50 ℳ, mit Tafeln entspr. höher.

Auch auf die Fachhefte werden Sonderbestellungen entgegengenommen.

**C. W. Kreidel's Verlag** in München, Trogerstrasse 56.

Wegen Anzeigen und Beilagen wolle man sich wenden an die Verlagsbuchhandlung **Julius Springer**, Berlin W 9

| Anzeigenpreise: | 1/1 | 1/2 | 1/4 | 1/8 Seite |
|---|---|---|---|---|
| | 180.— | 90.— | 45.— | 22.50 RM |

Bei 12 24 maliger Aufnahme innerhalb Jahresfrist 10 20 % Nachlaß.

Für Vorzugsseiten gelten besondere Preise. Beilagen nach Vereinbarung.

